



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí

**Closed-loop test stand of fixed axes gear
wheels**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

TOMÁŠ BOHATA

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
Ing. Lukáš Kazda

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bohata** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **420512**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí

Název diplomové práce anglicky:

Closed-loop test stand of fixed axes gear wheels

Pokyny pro vypracování:

Seznamte se s koncepcí uzavřeného zkušební stavu pro zkoušky soukolí ve VTP Rostoky. Pro chybějící součásti stavu vytvořte výrobní výkresy. Navrhněte chladicí/topný okruh pro uzavřené stanoviště. Vyberte vhodné hydraulické prvky (při návrhu zohledněte využití stávajícího zařízení ČVUT). Navrhněte výrobní dokumentaci pro zástavbu navržených hydraulických prvků. Připravte regulaci teploty pomocí zjednodušeného modelu okruhu v programu GT Suite.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

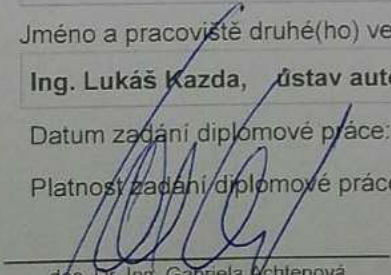
doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

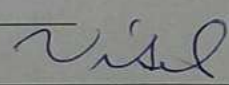
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

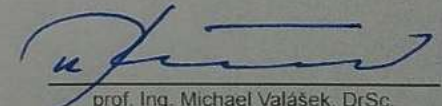
Ing. Lukáš Kazda, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce:


doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

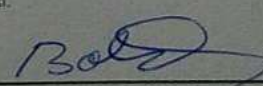

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

29.4.2019

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Tomáš Bohata
Název DP:	Uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí
Anglický název:	Closed-loop test stand of fixed axes gear wheels
Rok:	2019
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová Ing. Lukáš Kazda
Bibliografické údaje:	počet stran 88 počet obrázků 75 počet tabulek 4 počet příloh 22
Klíčová slova:	Uzavřený zkušební stav, hydraulický okruh, mazání, ochranný kryt, GT-SUITE
Keywords:	Closed-loop test stand, hydraulic circuit, lubrication, protective cover, GT-SUITE

Anotace:

Tato práce se zabývá návrhem a konstrukcí hydraulického okruhu pro uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí. Hydraulický okruh bude sloužit pro chlazení a ohřev oleje v převodovkách při dlouhodobých zkouškách životnosti. Návrh obsahuje výběr vhodných hydraulických prvků pro správnou funkci, hydraulické schéma a také zjednodušený simulační model regulace teploty v okruhu. Dále práce pojednává o konstrukčních úpravách uzavřeného zkušebního stanoviště, například byl přidán bezpečnostní kryt rotačních součástí.

Abstract:

This thesis deals with the design and construction of a hydraulic circuit for a closed-loop test stand of fixed axes gear wheels. The hydraulic circuit is used for cooling and heating oil in the transmission for long-life tests. The design includes a selection of suitable hydraulic elements for proper operation, hydraulic scheme, as well as a simplified simulation model of temperature control in the circuit. The thesis also deals with construction modifications of a closed test stand, for example, a protective cover of the rotating components has been added.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí vypracoval samostatně pod vedením doc. Dr. Ing. Gabriely Achtenové a Ing. Lukáše Kazdy, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 25. 5. 2019

.....

Tomáš Bohata

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové a Ing. Lukáši Kazdovi za odborné vedení, věcné připomínky, dobré rady a vstřícnost při konzultacích během zpracovávání mé diplomové práce. Dále pak Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D. za pomoc, dobré rady, ochotu a vstřícnost při práci v programu GT-SUITE. V neposlední řadě velké poděkování patří celé mé rodině za trpělivost, povzbuzování, psychickou a finanční podporu po celou dobu mého studia.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	4
Úvod	6
1. Zkušební stavy převodovek	7
1.1. Otevřený zkušební stav	8
1.2. Uzavřený zkušební stav	9
1.2.1. Historie uzavřeného zkušebního stavu	11
2. Zkušební stav – laboratoř VTP Roztoky	12
2.1. Rám zkušebního stavu	14
2.2. Zkoušená a technologická převodovka	15
2.3. Asynchronní elektromotor ABB	17
2.4. Ostatní prvky zkušebního stavu	17
2.4.1. Snímač krouticího momentu Kistler	17
2.4.2. Vlnovcová spojka	18
2.4.3. Inkrementální enkodér	18
2.4.4. Napínací zařízení	19
3. Mazání převodovky	23
3.1. Druhy mazání	24
3.1.1. Mazání broděním	24
3.1.2. Oběžné tlakové mazání	24
3.1.3. Mazání olejovou mlhou	25
3.2. Volba způsobu mazání	26
3.3. Maziva pro převodovky	26
3.3.1. Mazací oleje	26
3.3.2. Viskozitní klasifikace olejů	29
3.3.3. Mazací tuky	30
4. Hydraulické agregáty a mazací systémy	31
4.1. Hlavní prvky agregátu	32
4.1.1. Nádrže	32



4.1.2.	Čerpadla.....	32
4.1.3.	Filtry.....	33
4.1.4.	Chladiče a ohřivače	33
4.1.5.	Rozvodné potrubí.....	34
4.2.	Další komponenty hydraulických agregátů	34
4.3.	Proporcionální hydraulické ventily	36
4.3.1.	Rozdělení proporcionálních ventilů	36
4.3.2.	Výhody proporcionálních ventilů.....	37
4.3.3.	Nevýhody proporcionálních ventilů.....	37
4.4.	Příklady vyráběných hydraulických a mazacích agregátů	38
5.	Návrh hydraulického okruhu	39
5.1.	Původní návrh hydraulického okruhu.....	40
5.1.1.	Výchozí agregát pro návrh.....	40
5.1.2.	Hydraulické schéma okruhu	41
5.1.3.	Konstrukční návrh hydraulického okruhu	42
5.2.	Hydraulický okruh s novým agregátem SEALL.....	44
5.2.1.	Výchozí agregát pro návrh.....	44
5.2.2.	Hydraulické schéma okruhu – stejná teplota pro obě převodovky	46
5.2.3.	Hydraulické schéma okruhu – oddělené řízení teploty	47
5.2.4.	Konstrukční návrh hydraulického okruhu	48
5.2.5.	Použité hydraulické prvky	52
5.2.6.	Topné spirály.....	54
5.2.7.	Elektrické schéma zapojení prvků	58
5.2.8.	Shrnutí návrhu hydraulického okruhu.....	60
6.	Model regulace teploty hydraulického okruhu v programu GT – SUITE.	61
6.1.	Program GT-SUITE	61
6.2.	Zjednodušený model regulace teploty hydraulického okruhu	63
6.2.1.	Použité prvky v modelu GT – SUITE.....	64
6.2.2.	Shrnutí sestavení modelu pomocí GT – SUITE.....	67
6.3.	Simulace GT – SUITE	67



6.3.1.	Regulace teploty v hydraulickém okruhu.....	68
6.3.2.	Nastavení konstant PI Reg. ventilu teploty.....	72
6.3.3.	Shrnutí výsledků simulace	73
7.	Podélný posuv zkoušené převodovky	74
7.1.	Podélný posuv – sestava.....	75
7.2.	Kuličkové lineární vedení HIWIN	76
8.	Kryt rotačních součástí	76
8.1.	Sestava krytu	77
8.2.	Uchycení krytu k rámu převodovek.....	79
Závěr	80
Seznam použité literatury	81
Seznam obrázků	84
Seznam tabulek	86
Seznam příloh	87

Seznam zkratk a symbolů

M_1	[Nm]	Moment elektromotoru
M_2	[Nm]	Zatěžovací moment
n	[ot/min]	Otáčky hřídelů
P_M	[kW]	Výkon elektromotoru
P	[kW]	Vstupní výkon
P_{fA1}	[kW]	Ztrátový výkon technologické převodovky
P_{fA2}	[kW]	Ztrátový výkon zkoušené převodovky
v	[m/s]	Obvodová rychlost
τ	[Pa]	Smykové napětí ve vrstvě proudící kapaliny
$\frac{dv}{dy}$	[s ⁻¹]	Gradient rychlosti
η	[Pa · s]	Dynamická viskozita
ν	[m ² · s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	Hustota kapaliny
V_{olej}	[l]	Množství oleje v nádrži
ρ_{olej}	[kg/m ³]	Hustota oleje
$c_{p_{olej}}$	[J/kg · K]	Tepelná kapacita oleje
T_o	[°C]	Teplota okolí
T_K	[°C]	Teplota požadovaná
P_s	[W]	Výkon topné spirály
m_{olej}	[kg]	Hmotnost oleje
Q_o	[J]	Teplo potřebné k ohřátí oleje
t_o	[s]	Čas ohřevu oleje
T_{out}	[°C]	Výstupní teplota z chladiče
T_{in}	[°C]	Vstupní teplota do chladiče
$T_{coolant}$	[°C]	Teplota chladící kapaliny
$T_{ambient}$	[°C]	Teplota okolí
η_{cooler}	[-]	Účinnost chladiče
μ_p	[-]	Účinnost převodovek
P_z	[W]	Celkový ztrátový výkon



ζ	[-]	Ztrátový koeficient
M	[Nm]	Zatěžovací moment
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost
VTP	Vědeckotechnický park Roztoky	
SAE	Society of Automotive Engineers (Společnost automobilových inženýrů)	
ISO VG	International Organisation for Standardization – Viscosity Grade (Mezinárodní organizace pro normalizaci – stupeň viskozity)	
AGMA	American Gear Manufacturers Association (Americká asociace výrobců ozubených kol)	
NPT	National Pipe Thread (americký kuželový trubkový závit)	
BSPT	British Standard Pipe Taper (samotěsnící kuželový trubkový závit)	
BSPP	British Standard Pipe Parallel (netěsnící paralelní trubkový závit)	
DOE	Design of Experiments (metoda plánovaných experimentů)	

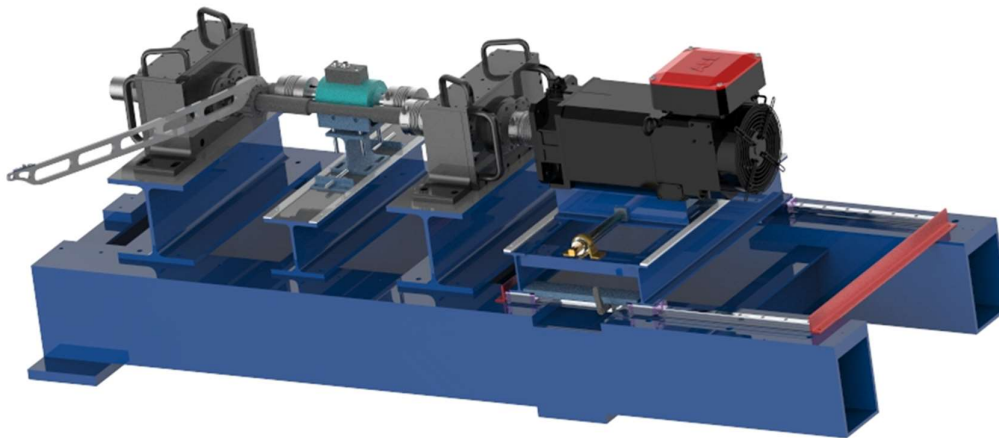
Úvod

Cílem práce je navrhnout a zkonstruovat hydraulický okruh pro uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí. Hydraulický okruh bude sloužit pro chlazení a ohřev oleje protékajícího převodovými skříněmi při dlouhodobých zkouškách životnosti. U zkoušek, které probíhají v laboratořích, není přirozený proud vzduchu vznikající při jízdě vozidla. Je tedy nezbytné chlazení převodových skříní, tak aby byla udržována stálá teplota během zkoušek. Zkoušky životnosti na zkušebním zařízení neodpovídají běžnému režimu používání ve vozidlech. Liší se zejména doba trvání a úroveň zatížení působící na daný převodový stupeň. Chlazení proudem vzduchu by nemuselo být dostatečně účinné a lepším řešením je zde hydraulický okruh pro chlazení. Zároveň je zde požadavek na ohřev oleje pro simulaci obtížnějších zkušebních podmínek. V programu GT-SUITE byla provedena simulace regulace teploty hydraulického okruhu.

Dalším úkolem je navrhnout zakrytování rotačních součástí pro uzavřený zkušební stav. Kryt by měl sloužit zejména jako ochranný v případě neopatrné manipulace v okolí zkušebního stanoviště.

Dále je navržen podélný posuv zkoušené převodovky z důvodu snadné a přesné montáže a demontáže stanoviště.

V první řadě bylo potřeba se seznámit s koncepcí uzavřeného zkušebního stavu pro zkoušky hřídelových soukolí ve VTP Rostoky. Za tímto účelem je zde zpracována krátká rešerše věnovaná teorii zkoušení převodovek, především pak zkoušení v uzavřeném zkušebním stavu.



Obr. 1: 3D Model – uzavřený zkušební stav v lab. VTP Rostoky

1. Zkušební stavy převodovek

Zkoušky převodového ústrojí a jeho jednotlivých částí se provádí za účelem zjištění účinnosti, teplotních režimů, hluku a vibrací, tuhosti a pevnosti, spolehlivosti a životnosti. Zkoušky převodového ústrojí se provádí v provozních (silničních) nebo laboratorních podmínkách. Dále se zkoumá výběr mazacích prostředků, kontrola záběru ozubených kol, vyváženost hřídelů atd.

Na zkušebních stavech se většinou zkouší jednotlivé části převodového ústrojí. V provozních podmínkách se zpravidla vyšetřuje funkce celého převodového ústrojí a vzájemný účinek jednotlivých částí. Zařízení pro zkoušení částí převodového ústrojí je možné podle způsobu zatěžování rozdělit do skupin: [1]

1. s přímým zatížením (otevřený silový okruh)
2. s předpětím (uzavřený silový okruh)
3. s dynamickým zatížením (elektrohydraulické pulsátory)
4. se zatížením od setrvačných sil (setrvačnickové stavy)

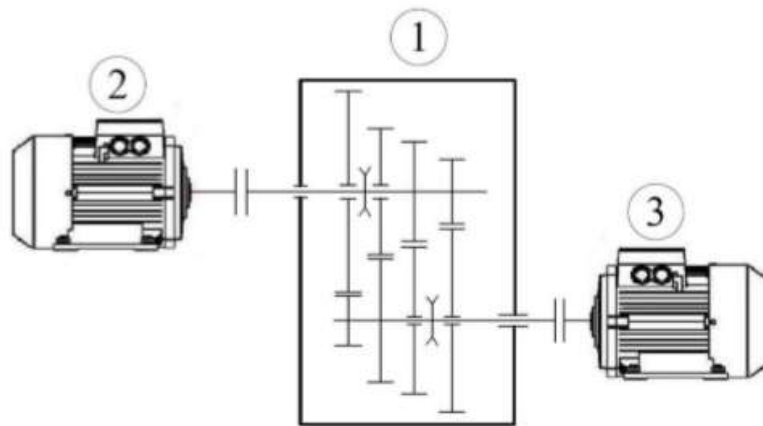
Hlavním požadavkem zkušebních zařízení je, aby zkoušené části převodového ústrojí byly zatěžovány stejným způsobem, shodným výkonem, ve kterém budou používány za provozu vozidla. Možnosti závisí na cílech daného experimentu. Pro zkoušení převodovek se nejčastěji používají dva typy zkušebních zařízení. Jedná se o první a druhý již zmíněný způsob zatěžování:

1. Otevřený zkušební stav (otevřený silový okruh)
2. Uzavřený zkušební stav (uzavřený silový okruh)

Mnou navržený hydraulický okruh bude sloužit k chlazení a ohřevu oleje uzavřeného zkušebního stanoviště. Proto se dále podrobněji věnuji pochopení funkce zkoušení převodovek v uzavřeném zkušební stavu a jen okrajově otevřenému zkušebnímu stavu.

1.1. Otevřený zkušební stav

Otevřený zkušební stav se skládá z elektromotoru, zkoušené převodovky a zatěžovacího zařízení (výkonová brzda). Takovéto uspořádání umožňuje za provozu regulovat zatížení a otáčky. Další nespornou výhodou otevřeného zkušebního stavu je potřeba jen jedné zkušební převodovky. Nevýhodou je, že elektromotor musí produkovat veškerý výkon potřebný během zkoušky dané převodovky. To znamená, že musíme do soustavy přivádět stejný výkon, jako v reálném provozu. U automobilových převodovek se potřebný výkon může pohybovat v desítkách až stovkách kilowatt. Tím vznikají vysoké provozní a pořizovací náklady. Takto vysoký výkon je většinou pomocí generátoru odváděn zpět do elektrické sítě. To však vyžaduje poněkud vyšší nároky na elektroinstalaci. Otevřený zkušební stav je vhodnější pro měření vibrací a hlučnosti převodovek, pro dlouhodobé zkoušky životnosti je vhodnější uzavřený zkušební stav z hlediska úspory energie. [2]

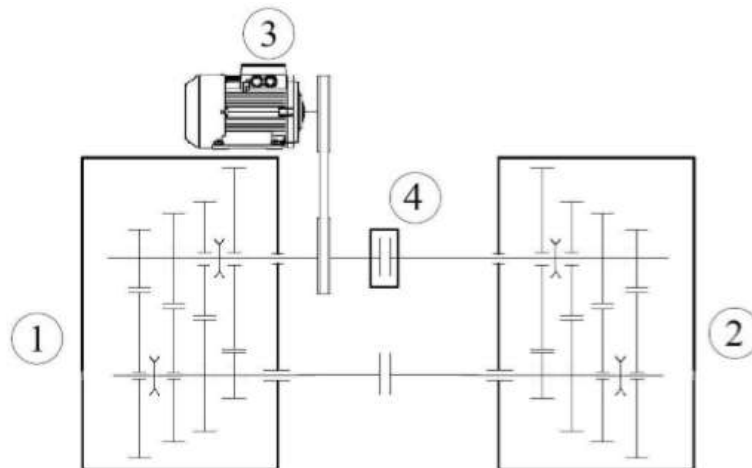


Obr. 2: Otevřený zkušební stav [2]

- 1 – Zkoušená převodovka 3 – Generátor
 2 – Elektromotor

1.2. Uzavřený zkušební stav

Uzavřený zkušební stav se skládá ze dvou stejných převodovek, elektromotoru a napínacího zařízení. Zkoušky na tomto zkušebním zařízení jsou založeny na principu vytvoření předpětí v uzavřeném okruhu dvou převodovek, kdy jedna z nich je převodovkou zkoušenou a druhá převodovkou technologickou, viz obr. 3.



Obr. 3: Uzavřený zkušební stav [2]

- | | |
|------------------------------|------------------|
| 1 – Zkoušená převodovka | 3 – Elektromotor |
| 2 – Technologická převodovka | 4 – Předpětí |

Předpětí je v soustrojí zajištěno vzájemným nakroucením dvou konců hřídelů proti sobě. Tímto zapojením je ve zkušebním stavu záměrně navozena cirkulace výkonu. Elektromotor poté slouží pouze pro pokrytí mechanických ztrát v převodovkách. Mechanické ztráty v uzavřeném zkušebním stavu představují řádově 15–20 % zkušebního výkonu. Z toho vyplývá nižší energetická náročnost než u zkoušení v otevřeném zkušebním stavu, což lze považovat za hlavní výhodu tohoto zkušebního zařízení. Nutnou podmínkou pro správnou funkci zkušebního stavu je stejný kinematický převodový poměr obou převodovek. [3]

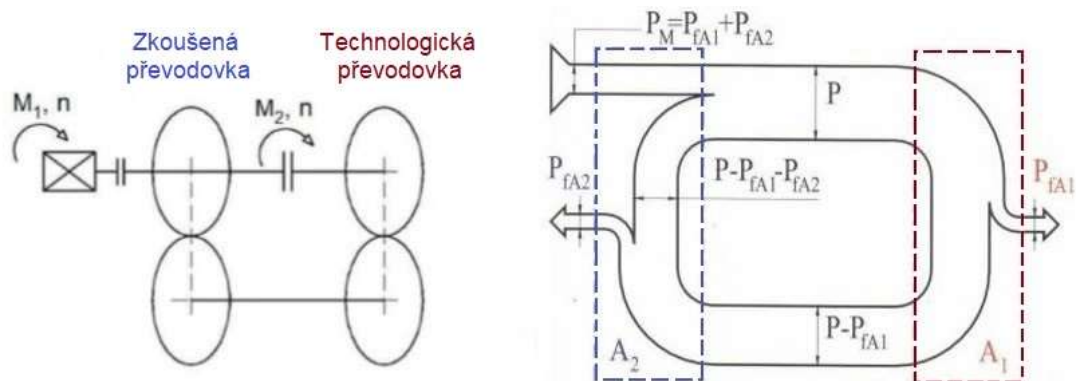
Dalším přínosem této zkušební metody je, že její instalace je mnohem levnější než u otevřeného zkušebního stavu, protože není potřeba zatěžovacího zařízení. Stačí použít pouze jeden elektromotor, zároveň má použitý elektromotor mnohem nižší výkon, což znamená nižší provozní i pořizovací náklady. Nevýhodou může být nutnost zkoušet dvě stejné převodovky, které musí mít stejný kinematický převodový

poměr, jak již bylo zmíněno. Případně místo druhé převodovky lze použít uzavírací převod zpět na vstup zkoušené převodovky.

Nejjednodušším způsobem, jak nastavit požadované předpětí v uzavřeném zkušebním stavu, je spojení dvou přírub, které se před začátkem zkoušky při zastaveném zkušebním stavu nakrotí proti sobě a následně se v této pozici zajistí, čímž dojde ve zkušebním stavu k vytvoření předpětí. Takové nastavování předpětí lze ovšem provádět pouze za klidu při zastaveném zkušebním stavu. Pro plynulou změnu předpětí za provozu se používají mechanické a hydraulické předpínací spojky nebo planetové převodovky. V případě použití planetové převodovky je předpětí vyvozováno jejím natočením. [1]

Uzavřený zkušební stav je vhodný především pro dlouhodobé únavové a životností zkoušky převodových agregátů, kde je značná časová náročnost zkoušek. Tudíž se zde dosahuje značných úspor elektrické energie. Dále lze na uzavřeném zkušebním stavu provádět zkoušky mechanické účinnosti převodů, měření hluku a vibrací, případně deformací převodových skříní. [3]

Na obr. 4 je znázorněn princip smyslu toku výkonu v uzavřeném zkušebním stavu. Při kladném vstupním výkonu P dochází k cirkulaci výkonu v kladném směru. Kde A_1 – představuje převodovku technologickou, A_2 – převodovku zkoušenou a P_{fA1} , P_{fA2} je odvedený ztrátový výkon z převodovek. Toto schéma popisuje princip zkoušení jako takový, který zahrnuje pouze ztrátový výkon ve zkoušené a technologické převodovce. Na skutečném zkušebním zařízení mohou však nastat ještě další ztráty, například řemenový převod z elektromotoru pro pohon celého zkušebního stavu, ložiska hřídelů, kloubové hřídele atd. [4]

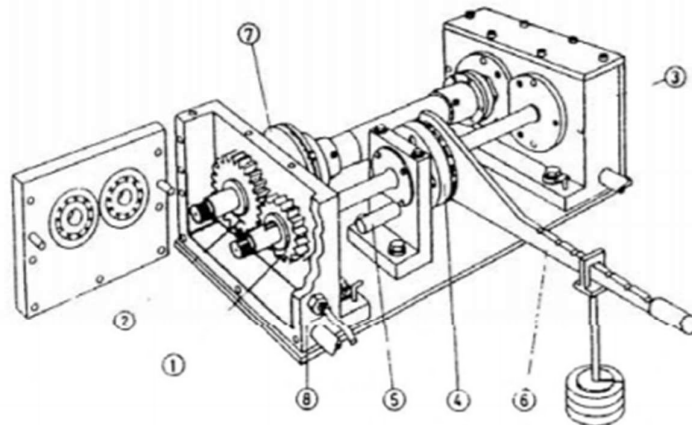


Obr. 4: Schéma toku cirkulujícího výkonu v uzavřeném zkušebním stavu [4]

1.2.1. Historie uzavřeného zkušebního stavu

Historie mechanicky uzavřené koncepce sahá až do roku 1951. Na obr. 5 je znázorněn uzavřený zkušební stav, který prof. Dr. Ing. Gustav Niemann navrhl. Z uzavřeného zkušebního stavu znázorněného na obrázku je patrné, že se jedná o zkoušení pouze jednoho soukolí, nikoli zkoušení celé převodovky.

Předpětí je v soustrojí zajištěno závažím zavěšeným na páce, která je připevněna k jednomu z hřídelů. Páka umožňuje přidávat či odebrat jednotlivá závaží. Zároveň lze prodlužovat nebo zkracovat délku páky, na kterou závaží působí, čímž dochází k nastavování zatěžovacího momentu. Po nastavení požadovaného zatěžovacího momentu jsou příruby napínací spojky sešroubovány a tím dojde k vytvoření předpětí v uzavřeném okruhu. Takto relativně jednoduchá zkušební zařízení jsou v tamějších laboratořích provozována dodnes (viz uzavřený zkušební stav v laboratoři, který se nachází ve VTP Rostoky). [3]

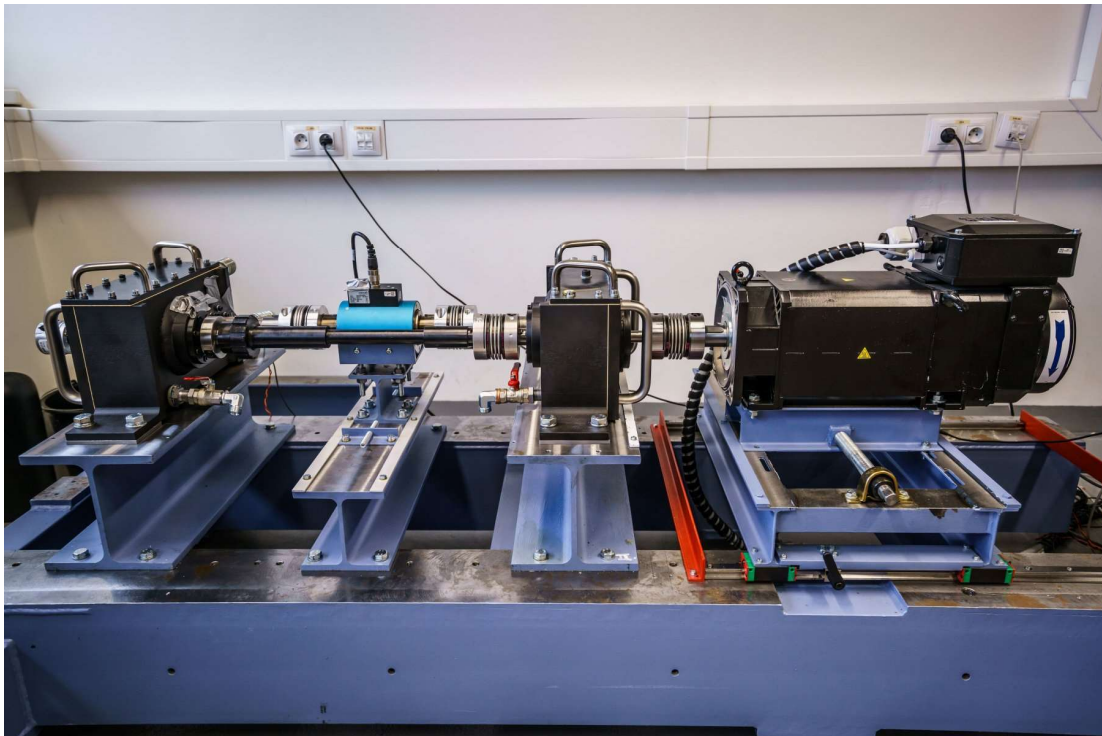


- | | |
|--------------------------|---------------------|
| 1 - zkoušený pastorek | 5 - zajišťovací čep |
| 2 - zkoušené kolo | 6 - závaží |
| 3 - uzavírací převodovka | 7 - torzní spojka |
| 4 - napínací spojka | 8 - teploměr |

Obr. 5: Uzavřený zkušební stav prof. Niemanna [5]

2. Zkušební stav – laboratoř VTP Roztoky

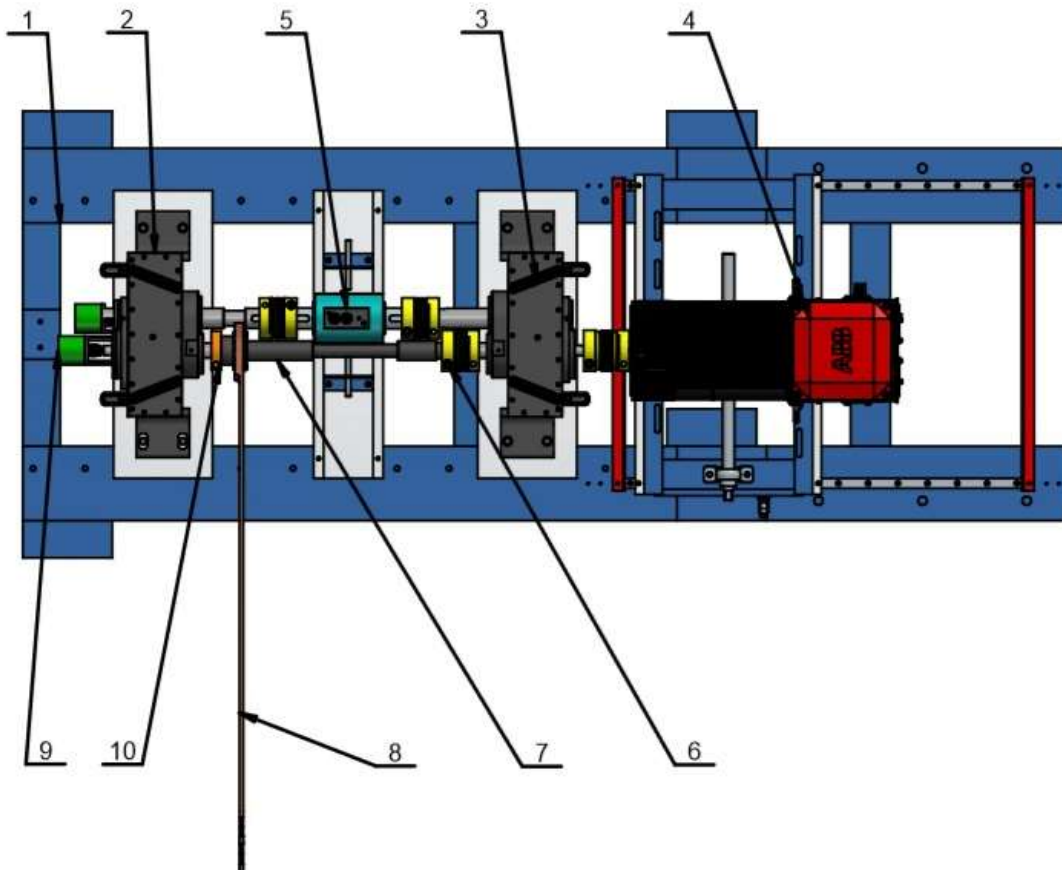
Ve vědeckotechnickém parku v Roztokách v laboratoři číslo 218 se nachází uzavřený zkušební stav pro zkoušky hřídelových soukolí. S tímto zkušebním zařízením jsem se seznámil a posléze pro něj navrhl a zkonstruoval hydraulický mazací okruh. Jak již bylo zmíněno, jedná se o uzavřený zkušební stav, který vychází z koncepce uzavřeného zkušebního stavu podle prof. Niemanna.



Obr. 6: Uzavřený zkušební stav v lab. VTP Roztoky [6]

Zkušební stav se skládá ze základního rámu, který umožňuje různá nastavení. V základním rámu jsou vyvrtány díry, pomocí kterých k němu lze nastavitelně připevnit dílčí rámy jednotlivých převodovek. Dále jsou zde dvě stejné převodovky, kdy jedna převodovka je zkoušená a druhá technologická, převodovky mají stejný převodový poměr. K pohonu slouží asynchronní elektromotor ABB s výkonem 18 kW, jedná se o uzavřený silový okruh, takže není potřeba elektromotor s vyšším výkonem. Elektromotor zde slouží pouze pro pokrytí ztrát v soustrojí. K vytvoření předpětí v soustrojí slouží napínací zařízení v podobě páky, které nakrucuje spojovací hřídel s drážkováním. Na zatěžovací páku se zavěsí závaží o přesné hmotnosti a tím dojde

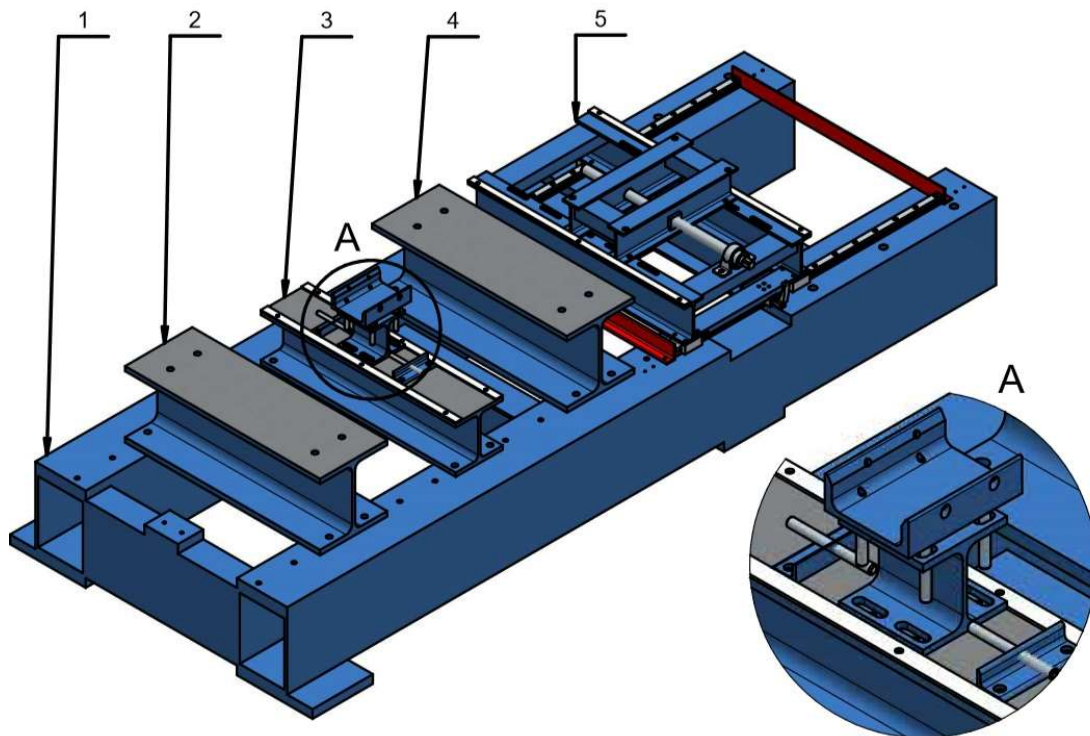
k vytvoření zatěžovacího momentu viz obr. 15. Dále je zde snímač krouticího momentu od firmy Kistler, který zde slouží k přesnému určení zatěžovacího momentu. K vyrovnávání drobných nesouosostí hřídelů slouží čtveřice vlnovcových spojek. Během zkoušek bude maximální rychlost otáčení 6000 ot/min, přičemž maximální zatěžovací moment aplikovaný na zkušební zařízení bude 200 Nm.



Obr. 7: Uzavřený zkušební stav lab. VTP Roztoky – popis

- | | |
|---------------------------------------|------------------------------------|
| 1 – Rám zkušebního stavu | 6 – Vlnovcová spojka |
| 2 – Zkoušená převodovka | 7 – Spojovací hřídel s drážkováním |
| 3 – Technologická převodovka | 8 – Napínací zařízení (páka) |
| 4 – Asynchronní elektromotor ABB | 9 – Inkrementální enkodér |
| 5 – Snímač krouticího momentu Kistler | 10 – Hydraulické stavěcí pouzdro |

2.1. Rám zkušebního stavu



Obr. 8: Rám uzavřeného zkušebního stavu

- | | |
|------------------------------------|----------------------------------|
| 1 – Základní rám | 4 – Rám technologické převodovky |
| 2 – Rám zkoušené převodovky | 5 – Rám elektromotoru |
| 3 – Rám snímače krouticího momentu | |

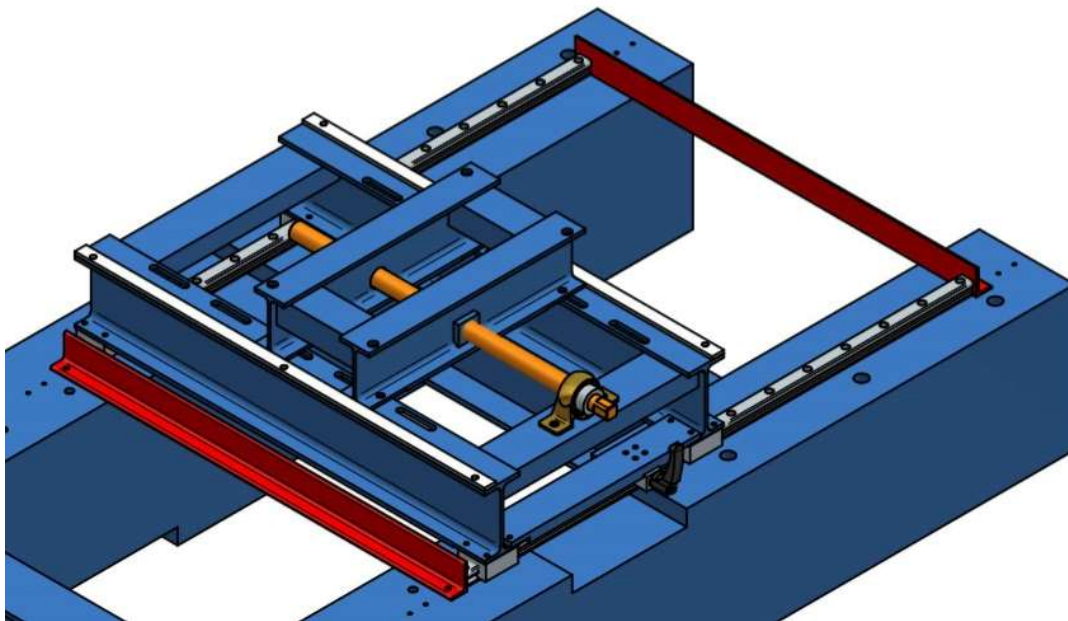
Jak je vidět na obr. 8, v základním rámu jsou vyvrtány díry. Pomocí těchto děr lze připevnit dílčí rámy jednotlivých převodovek, pouze však jen do předem předvrtaných děr. Toto řešení umožňuje jen částečnou variabilitu zkušebního stavu, v případě potřeby uchycení dílčího rámu mimo připravené rozteče děr, je potřeba vyvrtat nové díry.

Dílčí rámy převodovek (pozice 2 a pozice 4 viz obr. 8) slouží k uchycení zkoušené a technologické převodovky k základnímu rámu. Dílčí rámy jsou vyrobeny z profilu s označením HEB 200 a neumožňují žádné nastavení polohy převodovek.

Rám snímače krouticího momentu se skládá ze dvou částí, spodní část je vyrobena z profilu HEB 140, tento profil slouží jako podložka pro druhou část. Druhá

část se skládá z několika prvků (viz detail A), tím umožňuje příčný a vertikální posuv pomocí stavěcích šroubů. Tento mechanismus umožňuje nastavit přesně požadovanou polohu snímače krouticího momentu.

Rám elektromotoru má 2° volnosti, umožňuje podélný a příčný posuv. V podélném směru je rám veden pomocí lineárního vedení s profilovou kolejnicí od společnosti HIWIN. Příčný posuv zajišťuje šroubový mechanismus, kde se pomocí jednoho šroubu nastavuje příčná poloha elektromotoru.



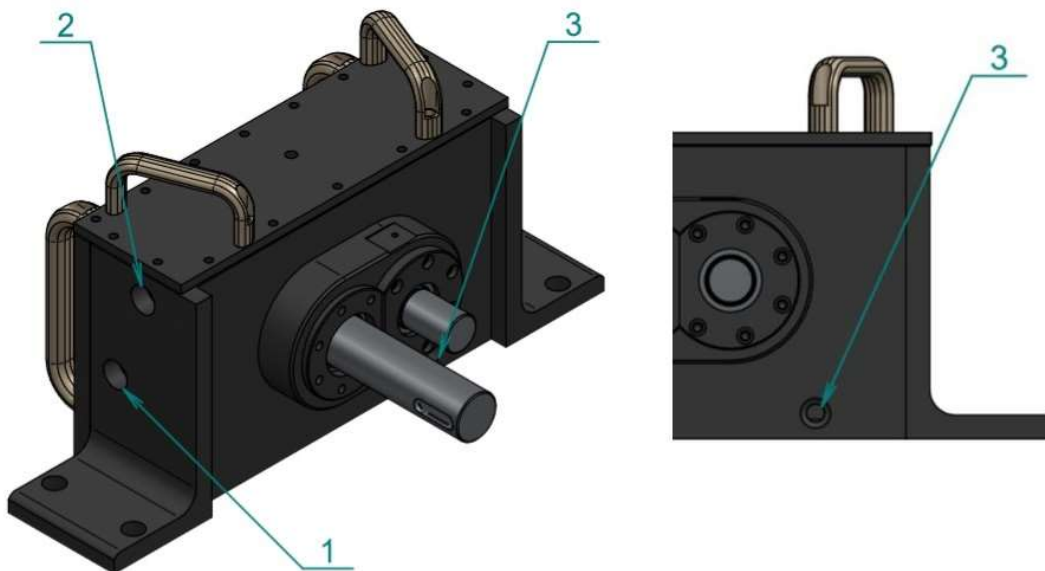
Obr. 9: Detail rámu elektromotoru

2.2. Zkoušená a technologická převodovka

Převodovka se skládá z převodové skříně, ve které je umístěno soukolí zkoušeného převodového stupně. V tomto případě se konkrétně jedná o třetí převodový stupeň z převodovky MQ200. Jak již bylo zmíněno výše, převodovky musí být identické, aby se docílilo stejného převodového poměru obou převodovek a docházelo k cirkulaci výkonu v soustrojí. Převodová skříně je osazena akcelerometry k měření vibrací, dále obsahuje snímač teploty, který měří teplotu oleje v převodovce. Snímač teploty a akcelerometry obsahuje zkoušená i technologická převodovka.

Zkoušená převodovka je navíc osazena inkrementálním enkodérem. Enkodér udává informace o poloze, úhlu a počtu otáček. Zde bude sloužit zejména k vyhodnocování chyby převodu v průběhu zkoušek životnosti.

Jedna převodová skříň obsahuje přibližně 1,8 až 2 litry oleje. Během únavových zkoušek životnosti dochází k zahřívání převodovky. Při zkouškách v laboratoři není přítomný přirozený proud vzduchu vznikající při jízdě vozidla, proto je nezbytné chlazení převodovek. Chlazení je zde řešeno průtokem oleje převodovou skříní. Studený olej je přiváděn do skříně vstupním otvorem umístěným v horní části a odváděn je ohřátý olej výstupním otvorem umístěným ve spodní části převodové skříně. Chlazení oleje bude zajišťovat mnou navržený hydraulický okruh pro chlazení a ohřev oleje v převodovkách. K vypuštění veškerého oleje z převodové skříně, je na straně u dna umístěn vypouštěcí otvor viz obr. 10 (pozice 3).



Obr. 10: Skříň převodovky

1 – Výstupní otvor
 2 – Vstupní otvor

3 – Vypouštěcí otvor

2.3. Asynchronní elektromotor ABB

K pohonu zkušebního stavu slouží asynchronní elektromotor společnosti ABB typ M3EB 100E 6 IMB35/IM2001 s výkonem 18 kW, který je řízen frekvenčním měničem ACS800-01. Elektromotor pracuje s účinností 93,1 %, jmenovité otáčky elektromotoru jsou 4000 ot/min, maximální otáčky bez zatížení 8000 ot/min, frekvence 202 Hz, moment 43 Nm, proud 44.5 A, napájen je z třífázové sítě napětím 400 V. Elektromotor je upevněn k rámu číslo 5 (viz obr. 8), který umožňuje přesné nastavení polohy. [2]

2.4. Ostatní prvky zkušebního stavu

2.4.1. Snímač krouticího momentu Kistler

Snímač krouticího momentu slouží k přesnému určení zatěžovacího momentu při zkouškách na zkušebním stavu. Jedná se o přístroj od firmy Kistler typ 4503 A. Snímač krouticího momentu typu 4503 A se zabudovaným snímačem otáček pracuje na principu tenzometrického měření. Integrovaný měřicí systém produkuje analogové nebo digitální výstupní signály. Snímač je umístěn v ose hřídelů mezi zkoušenou a technologickou převodovkou, důležité je proto přesné usazení v radiálním směru. Snímač je tedy připojen přes dvojici vlnovcových spojek, které mají za úkol vyrovnat drobné nesouososti hřídelů. Zároveň je snímač upevněn k rámu číslo 3 (viz detail A obr. 8), tento rám umožňuje příčný a vertikální posuv snímače. [7]



Základní parametry:

Rozsah měření:	0,2 až 5 000	[Nm]
Přesnost:	0,1	[Nm]
Max. Rychlost:	50 000	[1/min]

Obr. 11: Snímač krouticího momentu Kistler [7]

2.4.2. Vlnovcová spojka

Vlnovcová spojka typ BKL zajišťuje přenos krouticího momentu a zároveň vyrovnává drobné nesouososti hřídelů. Vlnovcová spojka výborně kompenzuje axiální, radiální a úhlová vyosení. Geometrický tvar vlnovce zároveň umožňuje dosáhnout vysokou torzní tuhost a nízký moment setrvačnosti, což zajišťuje také tichý a stejnoměrný chod. Tyto spojky mají dlouhodobou životnost a nevyžadují žádnou údržbu. Spojka se vyznačuje snadnou montáží a demontáží jedním radiálním upínacím šroubem na náboji. [8]



Obr. 12: Vlnovcová spojka BKL [8]

2.4.3. Inkrementální enkodér

Inkrementální enkodér typu DFS60B-S4PL10000 je zdrojem informací o poloze, úhlu a počtu otáček. Enkodér při rotačním pohybu generuje pulzy, jejichž rozlišení je definováno počtem pulzů na otáčku (použitý enkodér generuje 10 000 impulzů na otáčku), které pro každou otáčku předá do řídicího systému. Závislost počtu pulzů na časový úsek odpovídá rychlosti. Výstupní signál je tedy relativní a informuje jen o pohybu, ne však sám o sobě o přesné pozici. To případně na základě aktuální pozice musí vyhodnocovat až řídicí systém. Aktuální pozici může řídicí systém zjistit počítáním těchto impulzů. [9]

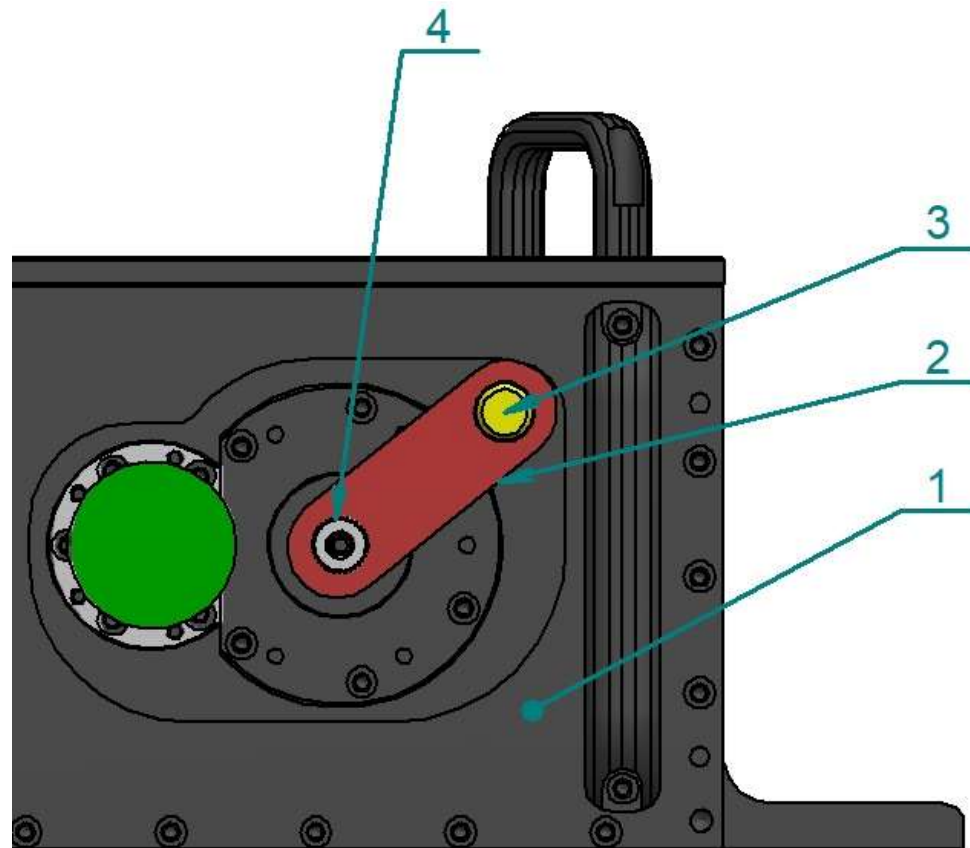
Enkodér zde slouží pro měření chyby převodu, chyba převodu je jedním z hlavních zdrojů hluku a vibrací v převodovce.



Obr. 13: Inkrementální enkodér [9]

2.4.4. Napínací zařízení

Napínací zařízení slouží k vytvoření předpětí v okruhu, skládá se z napínací páky, na kterou se zavěsí příslušné závaží. Dále je součástí hřídel s drážkováním a speciální stavěcí pouzdro ETP. Předpětí je vytvářeno natočením dvou konců hřídelů proti sobě. V tomto případě je nedřívě potřeba zablokovat výstupní hřídel z jedné převodovky. Na jemné drážkování výstupního hřídele se nasune páka opatřena také drážkováním a přes zajišťovací čep se páka zajistí do skříně převodovky, aby nedocházelo k protáčení viz obr. 14. Nyní se může povolit přitlačný šroub hydraulické spojky, čímž dojde k rozpojení dvou konců hřídelů. Následně je spojovací hřídel s drážkováním osazen napínací pákou, na kterou se zavěsí příslušné závaží a dojde tak k nakroucení hřídelů proti sobě. Takto v zatíženém stavu je potřeba opět utáhnout hydraulickou spojku, aby bylo možné odblokovat výstupní hřídel z převodovky, odebrat napínací páku se závažím a zachovat přitom nastavené předpětí. Napínací páka může být nasazena pouze za klidu, při chodu musí být odejmuta. Z toho vyplývá možnost nastavování předpětí pouze za klidu při zastaveném zkušebním stavu.



Obr. 14: Zablokovaná převodovka

1 – Skříň převodovky
2 – Zajišťovací páka

3 – Zajišťovací čep
4 – Výstupní hřídel z převodovky

Napínací páka:

Pro vyvození zatěžovacího momentu, kterým bude zatěžován spojovací hřídel, slouží páka zobrazená na obr. 15. Moment je z páky na hřídel přenášen pomocí rovnobokého drážkování. Při použití páky je princip vyvození krouticího momentu velmi jednoduchý. Ve známé vzdálenosti od osy rotace je zavěšeno závaží. Tíhová síla závaží násobená ramenem síly je rovna zatěžujícímu momentu. [2]



Obr. 15: Napínací páka se závažím

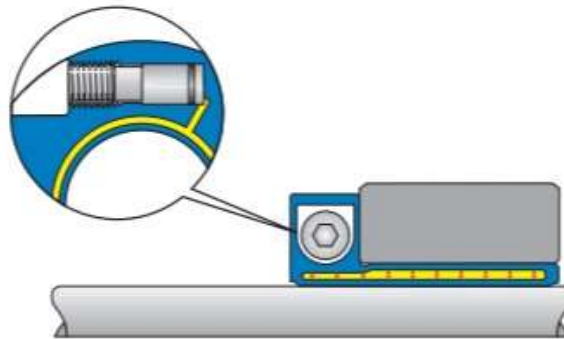


Obr. 16: Spojovací hřídel

Stavěcí hydraulické pouzdro ETP – EXPRESS:

Hydraulické stavěcí pouzdro ETP Express 30 spojuje dva konce hřídelů k sobě, za pomoci pouze jednoho šroubu. Nabízí mimořádně rychlé, uzamykatelné a odemykatelné spojení jedním tlakovým šroubem. Pouzdro je navrženo pro rychlou montáž, kde se vyžaduje častý provoz a velmi vysoká přesnost.

ETP-EXPRESS je hydraulické spojení, které se skládá z oboustranně kalené ocelové manžety naplněné tlakovým médiem a příruby. Část příruby obsahuje tlakový šroub a píst s těsněním pro udržení tlaku. Když je tlakový šroub utahován, zdvojené pouzdro rovnoměrně expanduje proti hřídeli a náboji. Poté, co je tlakový šroub dotažen na doporučený utahovací moment a píst dosáhl dna viz obr. 17, stavěcí pouzdro vytvoří jednotný povrchový tlak proti hřídeli a náboji, čímž vytváří pevný spoj. Demontáž se provádí uvolněním tlakového šroubu, kdy se stavěcí pouzdro vrací do svých původních rozměrů a je možnost ho snadno sejmout z hřídele. [10]



Obr. 17: Stavěcí hydraulické pouzdro ETP-princip funkce [10]



Obr. 18: Stavěcí hydraulické pouzdro ETP EXPRESS 30 [10]

3. Mazání převodovky

Převodová soustrojí se nejčastěji mažou olejem nebo tukem. Mazání olejem se často dává přednost z důvodů lepšího odvodu tepla. Mazání tukem se většinou používá pouze na převodové skříně, které se nedají utěsnit nebo se dají utěsnit jen za cenu vysokých nákladů na konstrukci. Převodovka musí pro správnou funkci obsahovat olej. Mazání převodovek zaručuje bezproblémový chod, snižuje hlučnost, prodlužuje životnost jednotlivých komponent a hlavně snižuje energetické ztráty, které vznikají třením rotačních součástí. I přes sebedokonalejší systém mazání vzniká zbývajícím třením funkčních ploch v převodovce teplo. Takto vzniklé teplo je odváděno pomocí oleje, z čehož plyne správné navržnutí systému mazání.

Mazání a cirkulaci oleje v převodovkách bude zajišťovat navržený hydraulický okruh. Odvalováním ozubených kol dochází k ohřívání oleje, pokud by nebylo vzniklé teplo odváděno, tak by se olej při dlouhodobých zkouškách zahříval. Takto zahřátý olej poté ztrácí potřebné mazací vlastnosti a při dlouhodobé zkoušce by docházelo k degradaci oleje.

Převodovky vyžadují nepřetržité mazání, aby nedošlo k zadření stroje. Proto je také velmi důležitý výběr maziv a vhodného mazacího systému. V převodovkách se k mazání používají speciální převodové oleje. Kromě mazání ozubených kol, je také nutné zajistit mazání ložisek, hřídelů a případně dalších součástí použitých v převodovkách. [11]

Hlavní důvody mazání převodovky:

1. Snižování tření při záběru zubů
2. Chlazení převodu
3. Odvádění nečistot a otřepů ze součástí
4. Vytváří olejový film a zabraňuje tak korozi

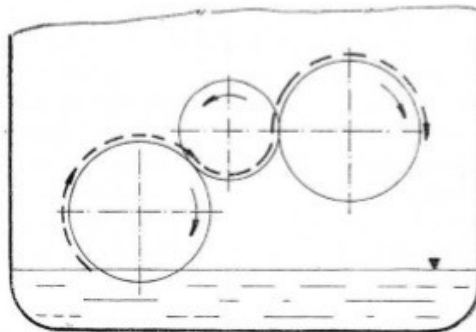
Možnosti mazání převodovky:

1. Mazání broděním
2. Oběžné tlakové mazání
3. Mazání olejovou mlhou

3.1. Druhy mazání

3.1.1. Mazání broděním

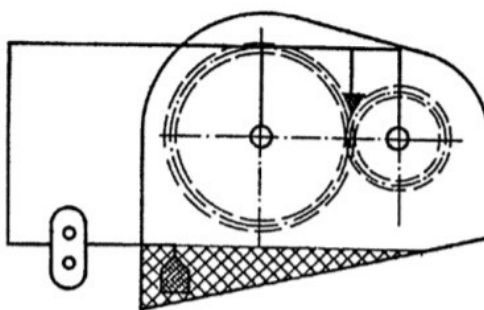
Mazání broděním patří k nejjednodušší způsobům mazání v převodovkách. Při mazání broděním se do oleje ponořuje minimálně jedno ozubené kolo. Nejnižše uložené ozubené kolo v převodové skříni svým otáčivým pohybem unáší olej s sebou, dopravuje ho do záběru ozubených kol a na výše položené členy. O mazání broděním hovoříme do obvodové rychlosti cca 3 m/s, u vyšší obvodové rychlosti se jedná o mazání rozstříkem. Kdy nejspodněji uložené ozubené kolo ponořené do oleje svým pohybem rozstříkuje olej po převodovce. Rozstříkem tohoto oleje se mažou jak ozubená kola, tak i ložiska a další strojní součásti převodovky. Mazání broděním (rozstříkem) je použitelné pro obvodovou rychlost do 15 m/s. Ozubená kola by se měla ponořovat přibližně do dvojnásobné hloubky zubů. Při vyšších obvodových rychlostech by mělo být použito oběžné tlakové mazání. [12]



Obr. 19: Schéma mazání broděním [11]

3.1.2. Oběžné tlakové mazání

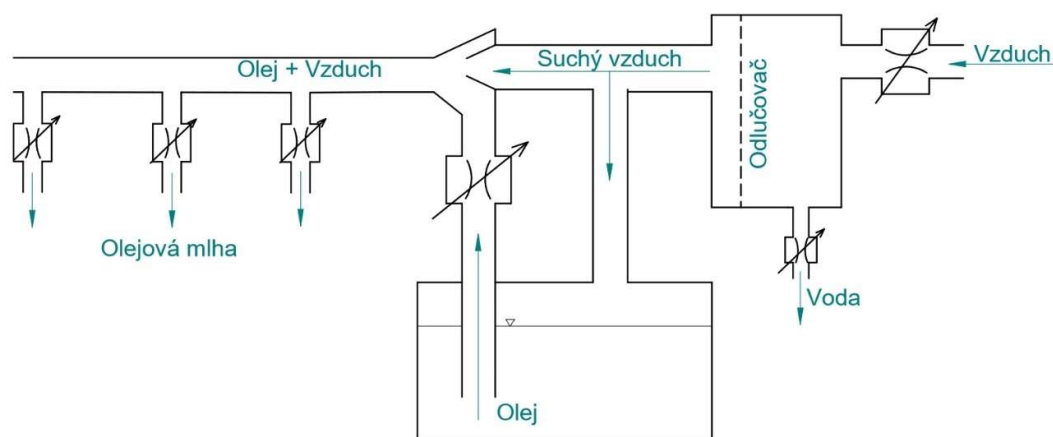
U velkých převodových soustrojí s mnoha ozubenými koly a u vysoce rychloběžných převodových soustrojí se používá centrální tlakové oběžné mazání. Olej se přivádí do převodových skříní čerpadlem, kde maže potřebné součásti v převodovce. Používají se kvalitní minerální oleje, které se přivádí čerpadlem přímo do záběru ozubených kol. Odkapávající olej z ozubených kol se vrací zpět do olejové vany a odvádí tak teplo vytvořené třením. Odvedený olej se poté ochlazuje chladičem. Při tomto způsobu mazání se může olej také filtrovat, aby se oddělily částičky nečistot a otřepy ze součástí, což je velice výhodné. [12]



Obr. 20: Schéma oběžného tlakového mazání [13]

3.1.3. Mazání olejovou mlhou

Mazání olejovou mlhou se používá pro dopravu mazací směsi do uzavřených (valivá i kluzná ložiska) i otevřených (ozubené převody, řetězy atd.) mazaných míst. Při velmi vysokých obvodových rychlostech se doporučuje mazání olejovou mlhou. Princip vzniku olejové mlhy spočívá v přidávání tlakového vzduchu do oleje, přiváděním tlakového vzduchu se olej jemně rozpraší. Takto vzniklá olejová mlha se rozprašuje přímo do záběru zubů. Přiváděný vzduch je vyčištěný a odlučovačem zbavený vody. Tlakový vzduch mazaná místa též ochlazuje a vytváří v nich přetlak, který zabraňuje vnikání nečistot do převodovky z okolí. Velkou výhodou této metody je použití velmi malého množství oleje, olej je tak efektivně využit. Mazání formou olejové mlhy lze používat pro velké množství (stovek, tisíců) mazaných míst vzdálených až mnoho set metrů od mazacího agregátu. [11], [14]



Obr. 21: Schéma mazání olejovou mlhou

3.2. Volba způsobu mazání

Při rozhodování o způsobu mazání ozubení lze použít následující Tab.1.

Tab. 1: Volba způsobu mazání [15]

Typ mazání	Obvodová rychlost v	
	[m/s]	[ot/min]
Brodivé mazání	< 12	< 2400
Oběžné tlakové mazání	> 12	> 2400
Olejovou mlhou	> 60	> 12000

- **Brodivé mazání** – výjimečně i pro vyšší rychlosti. Při vyšších rychlostech jsou nutné konstrukční úpravy (otvory, žlábký...) pro zajištění přísunu oleje k mazaným místům.
- **Oběžné tlakové mazání** – při rychlosti $v = 20 - 40$ m/s (4000 – 8000 ot/min) se olej přivádí na vstup kol do záběru, při vyšších rychlostech i na výstup ze záběru (odvod tepla). Pro přívod oleje se musí použít trysky.
- **Mazání olejovou mlhou** – pro nejvyšší obvodové rychlosti.

3.3. Maziva pro převodovky

3.3.1. Mazací oleje

Mazací oleje jsou vhodné pro převodová soustrojí, která jsou utěsněná, použitím hřídelových těsnění a těsnění skříně. Pro převodovky je potřeba olej se specifickými vlastnostmi z důvodu zaručení výborných mazacích vlastností. Aby docházelo k vytvoření potřebného olejového filmu, je důležitá správná viskozita a mazací vlastnosti oleje. Vhodná viskozita oleje je většinou předepisována výrobcem převodového soustrojí. Nízká viskozita může vést k prolomení mazacího filmu a tím k opotřebením. Příliš vysoká viskozita zvyšuje výkonové ztráty a provozní teplotu na základě „míchacích ztrát“. Ideální olej by měl mít vysokou viskozitu, vysoký koeficient závislosti viskozity na tlaku a nízký třecí koeficient.

Oleje používané v převodovkách musejí snášet vysoké teploty, být odolné vůči stárnutí, chemickému znehodnocení, tvoření kalů a pěny od rotujících součástí. Další důležitou vlastností převodového oleje je snášenlivost s plasty, aby nedocházelo k naleptávání těsnění, hadiček a dalších plastových částí. S vědomím tohoto faktoru musí být plastové součásti navrženy ze správného materiálu. U ropných olejů tento problém nevzniká, problém však může nastat u syntetických olejů.

Kluzným i valivým třením rotačních součástí převodovky vzniká teplo, a tak musí mít olej také správné termodynamické vlastnosti, aby mohl vzniklé teplo odvádět a ochlazovat. [11]

Jak je z předchozích poznatků zřejmé, mezi nejdůležitější požadované vlastnosti maziv patří jejich viskozita a mazací schopnost. Těmto požadavkům nejlépe odpovídají minerální oleje. Minerální oleje jsou nejrozšířenější skupinou maziv, základní rozhodnutí o druhu maziva ovlivňují i další faktory. Stále více se dbá na ekologickou nezávadnost, což vede k používání rostlinných olejů a tuků. [14]

3.3.1.1. Základní požadavky na převodové oleje

- Schopnost vytvořit dostatečný mazací film
- Chemická stabilita
- Ochrana před korozí
- Nízká pěnivost
- Dobrá schopnost deemulgace
- Snášenlivost s těsněními
- Tekutost za nízkých teplot

Převodové oleje musejí být dobře filtrovatelné a musejí vykazovat nízký třecí koeficient, umožňující zvýšení účinnosti, a tím úspory energie a možnost menších rozměrů převodovek.

3.3.1.2. Složení převodových olejů

Nejčastěji používané jsou ropné minerální oleje. Syntetické oleje se používají v případě, že ropné oleje dosáhly svých hranic použití (velmi nízké / vysoké provozní teploty a extrémní zatížení). Nevýhodou syntetických olejů je vysoká cena. Další skupinou jsou organické oleje (rostlinné), které jsou biologicky odbouratelné. Tyto oleje se využívají zejména v zemědělských strojích. Převodový olej obvykle obsahuje 1-5 %

přísad (antioxidační a protikorozní přísady, modifikátory tření, protioděrové přísady, vysokotlaké přísady, protipěnovostní přísady, deemulgační přísady atd.). Používané přísady se navzájem ovlivňují a mnohé působí synergicky. Některé přísady potřebují pro svou správnou funkci vyšší teplotu, musí proto být kombinovány s přísadami, které působí v nízkých teplotách. [16]

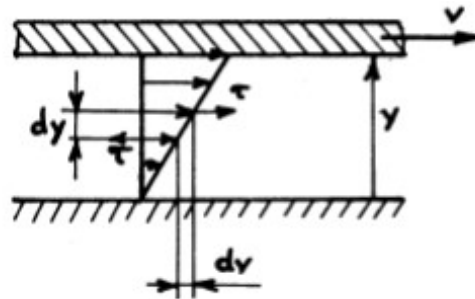
Tab. 2: Vlastnosti základních převodových olejů [12]

	Chemický vzorec	Teplotní rozsah	Mazací schopnost, třecí chování	Antikorozní ochrana	Snášenlivost s těsněním	Cenová relace vůči min. oleji	Aplikace, výhody, nevýhody
Minerální olej	směs uhlovodíků (C,H)	+120°C 30°C	dobré	velmi dobrá	velmi dobrá	1	normální převodové oleje
Polyalfaolefiny PAO	směs syntetických uhlovodíků (C,H)	+180°C -60°C	dobré	velmi dobrá	velmi dobrá	cca.2-4	oleje pro nízké teploty, oleje pro vysoké teploty, oleje pro vys. rychlosti, oleje pro plasty, oleje pro ložiska ze slitutých kovů
Polyglykoly PG	kopolymery z ethylenového nebo propylenového oxidu (C,H,O)	+160°C	velmi dobré	dobrá	špatná	cca.2-4	oleje pro vysoké teploty
Estery, přírodní estery (ricínový olej)	(C,H,O)	+90°C -15°C	velmi dobré	dobrá	špatná	cca. 2	biologicky odbouratelné mazací oleje
Estery, syntetické estery	(C,H,O)	+240°C -60°C	velmi dobré	dobrá	špatná	cca.2-4	oleje pro nízké teploty, biologicky odbouratelné oleje, přístrojové oleje
Silikonové oleje, polyphenyl-druh	(C,H,O,Si)	+250°C 70°C	prostřední	prostřed.	velmi dobrá	cca. 40	oleje pro vys. teploty, oleje pro nízké teploty, malá zatížení, jemná mechanika, přístrojové oleje
Polyphenyl-ether	(C,H,O)	+300°C -10°C	dobré	dobrá	velmi dobrá	cca.200	oleje pro vys. teploty, oleje stálé proti kyselinám a rozpouštědlům
Polyfluoralkylether	(C,F,O)	+300°C -10°C	dobré	dobrá	velmi dobrá	cca.200	oleje pro vys. teploty, oleje stálé proti kyselinám a rozpouštědlům

3.3.1.3. Viskozita

Viskozita udává poměr mezi smykovým napětím a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami při proudění skutečné kapaliny. Viskozita každé kapaliny se mění s teplotou a tlakem. Tyto závislosti jsou popisovány různými

vztahy, které uváděné změny vystihují s větší či menší přesností. Dynamická a kinematická viskozita závisí na druhu kapaliny. [22]



Obr. 22: Smykové napětí při proudění kapaliny

Smykové napětí ve vrstvě proudící kapaliny viz obr. 22 je dáno Newtonovým zákonem viskozity:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} [Pa] \quad (1)$$

η – dynamická viskozita [Pa.s]

dv/dy – přírůstek rychlosti na jednotku délky v kolmém směru (gradient rychlosti)

Kinematická viskozita:

Kinematická viskozita je důležitým faktorem při určování vlastností oleje. Jedná se o vztah mezi dynamickou viskozitou η a hustotou kapaliny ρ . Kinematickou viskozitu lze z dynamické viskozity vypočítat dle vztahu:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

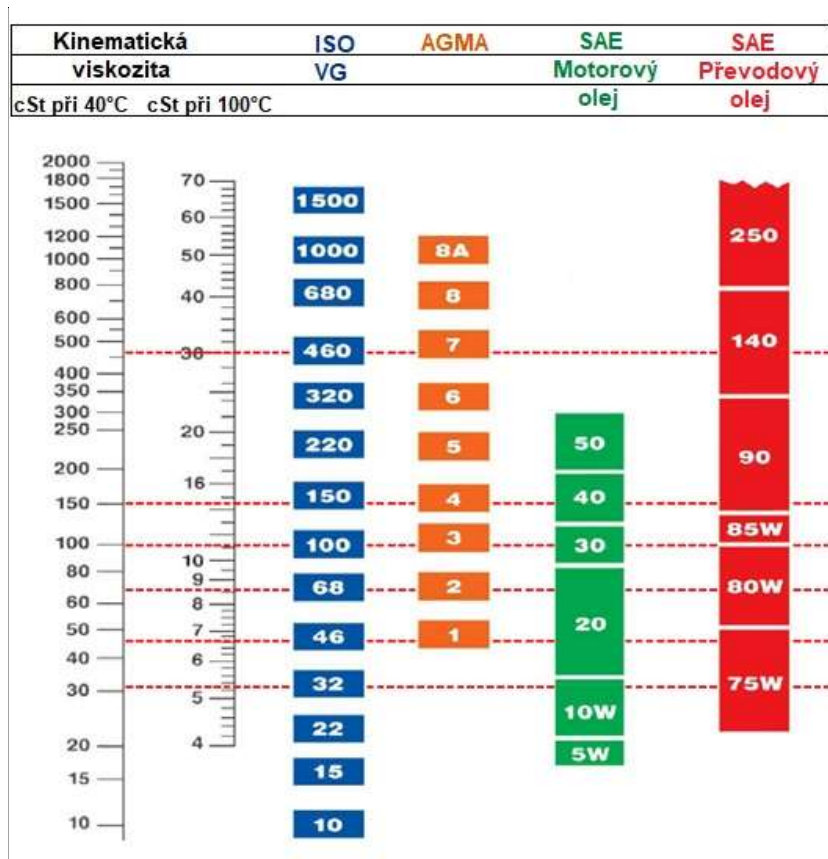
Praktičtější jednotkou kinematické viskozity je $[mm^2 \cdot s^{-1}]$, případně centistokes [cSt], kde $1 [cSt] = 1 [mm^2 \cdot s^{-1}]$

3.3.2. Viskozitní klasifikace olejů

Viskozita je základní vlastností charakterizující olej. Volí se podle obvodové rychlosti, průměru ozubených kol, otáček, použitého materiálu, teploty a provozních podmínek. Obecně platí použití oleje s vyšší viskozitou pro větší rozměry soukolí a vyšší pracovní teploty, nižší viskozita se používá pro vyšší rychlosti. Viskozita maziva při $40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 10 \%$ určuje zařazení do viskozitní třídy podle ISO VG pro

průmyslové převodové oleje. Pro automobilové převodové oleje se používá řazení do viskozitních tříd podle SAE. Stupnice SAE se z hlediska viskozity rozlišuje 12 viskózních tříd. [16]

Tab. 3: Tabulka klasifikace viskozity dle jednotlivých norem [17]



Viskozity ISO a AGMA jsou specifikovány při 40 °C a SAE je specifikována při 100 °C. Viskozita může být vztažena pouze horizontálně, například následující oleje mají podobné viskózní vlastnosti ISO VG 460, AGMA 7 a SAE převodový olej 140.

3.3.3. Mazací tuky

Mazací tuky se většinou používají pro převodové skříně, které jsou netěsné a mazání olejem by tak bylo nemožné. Mazací tuk má za úkol udržovat na nízké úrovni tření a opotřebení boků zubů, stejně jako mazací olej. Převodové tuky netečou tak dobře jako převodové oleje, proto jsou použitelné při obvodové rychlosti do 4 m/s.

Používané převodové mazací tuky mají měkkou, lehce tekutou konzistenci. Čím vyšší jsou otáčky ozubených kol, tím tekutější (měkčí) musí být převodový tuk. [12]

Tab. 4: Výhody a nevýhody mazacího oleje a tuku

	Výhody	Nevýhody
Olej	<ul style="list-style-type: none"> • dobrý mazací účinek • dobrý chladicí účinek • dobrá filtrovatelnost 	<ul style="list-style-type: none"> • nutná těsnost převodové skříně
Tuk	<ul style="list-style-type: none"> • není nutná žádná těsnost 	<ul style="list-style-type: none"> • malý chladicí účinek • není filtrovatelný • jen pro nízké otáčky • jen pro nízké zátěže

4. Hydraulické agregáty a mazací systémy

Mazací agregáty slouží jako zdroj oleje pro mazání a chlazení ozubených soukolí převodovek, ložisek a dalších průmyslových zařízení. Agregát dávákuje, shromažďuje a upravuje mazací látku pro oběhový mazací systém. Dodávají se ve velikostech několika až tisíce litrů, vždy zaleží na požadavcích zákazníka. Agregáty se obvykle vybavují řadou funkčních, kontrolních a ovládacích prvků dle potřeby. Mazací agregát může být součástí větších průmyslových systémů nebo je také schopen částečně nahradit hydraulický systém.

Olej z mazacích míst (převodovka) odtéká do nádrže, kde je patřičně upraven (filtrace, ohřev / chlazení) a je čerpán olejovým čerpadlem znovu do oběhového systému. Použitím kvalitních komponent a řádným dodržením provozních podmínek agregátu je zajištěna budoucí vysoká provozní spolehlivost a životnost mazaných zařízení. [18]

4.1. Hlavní prvky agregátu

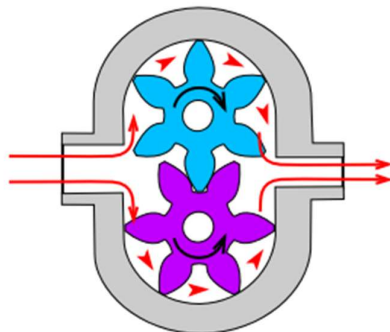
Olejové oběhové agregáty se dodávají v různých velikostech a dle požadavků zákazníka. U malých zařízení jsou čerpadla, filtry a nejdůležitější příslušenství obvykle umístěny na nádrži oleje, případně i v nádrži. Velká zařízení mají většinu součástí rozmístěných samostatně dle prostorových možností.

4.1.1. Nádrže

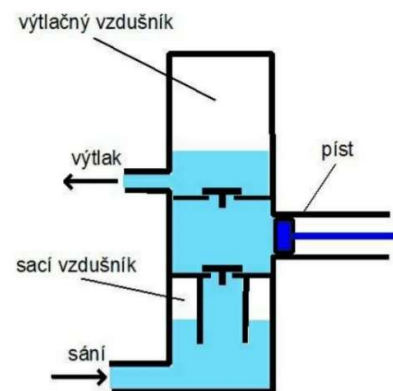
Nádrže jsou většinou vyrobeny jako svařenec z ocelového plechu, mají vnější i vnitřní lakování, které je odolné proti oleji a funguje jako protikorozní ochrana. Pro snadné čištění mají malé nádrže odnímatelné víko, větší nádrže jsou opatřeny průleznými otvory. Dalším typem možnosti výroby nádrže je odlitek z hliníkových slitin, případně může být nádrž také vyrobena z plastu. Objem nádrže musí být větší než celkové množství oleje v systému. Velikost nádrže ovlivňuje také dopravní výkon čerpadla a provozní podmínky. Za předpokladu velkého množství nečistot, vody nebo vzduchu v oleji, se doporučuje použití větší nádrže. [18]

4.1.2. Čerpadla

Volba čerpadla závisí na požadovaném průtoku a tlaku v systému. Neméně důležitá je také hodnota kinematické viskozity použitého oleje. Nejčastěji jsou používána čerpadla zubová nebo pístová. Pro oleje s vysokou viskozitou se používají šroubová vřetenová čerpadla. Je-li požadavek větší bezpečnosti provozu (porucha čerpadla by způsobila výpadek systému), je nutné vybavit systém rezervním čerpadlem. [18]



Obr. 23: Schéma zubového čerpadla [29]



Obr. 24: Schéma pístového čerpadla [30]

4.1.3. Filtry

Olej se znečišťuje omýváním třecích míst a pohlcováním nečistot z okolního prostředí. Proto je nutná filtrace oleje, aby se předešlo problémům samotného mazacího agregátu a mazaných míst. Stupeň filtrace se liší podle toho, zda se jedná o sací, tlakový nebo odpadní filtr. Velmi důležitým faktorem při filtraci oleje je požadovaný kód čistoty jednotlivých hydraulických prvků. Na trhu je celá řada filtrů (sací, odpadní, tlakové, jednoduché nebo paralelní filtry), které jsou podle potřeby doplněny bezpečnostními a kontrolními prvky, jako je například obtokový ventil, elektrická nebo optická indikace zanesení filtru. [18]

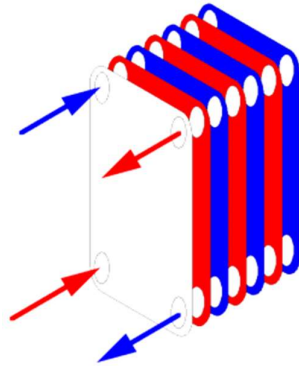


Obr. 25: Filtr s elektronickou indikací zanesení [19]

4.1.4. Chladiče a ohřivače

Z důvodů mezních stavů, například při uvádění zařízení do provozu, může mít olej nevhodnou viskozitu z hlediska použitých hydraulických prvků agregátu, nebo naopak za provozu při velkém zatížení zařízení může dosahovat příliš vysoké teploty. Viskozita oleje pak může být nevhodná z důvodů mazacích vlastností. Zahřátý olej ztrácí potřebné mazací vlastnosti a při dlouhodobém zahřívání by docházelo k degradaci oleje. Z toho důvodu se používají chladiče nebo ohřivače. Chlazení nebo ohřev se provádí pomocí tepelného výměníku, který slouží k výměně energie. Nejčastěji jsou používány výměníky deskové nebo trubkové. Výměníky rozdělujeme podle konstrukce a podle typu. Pro chlazení se používají vzduchové nebo vodní

a pro ohřev parní nebo vodní výměníky. Případně je možné použít elektrický ohřev pomocí topné spirály. Tento způsob převládá u malých hydraulických mazacích agregátů. [18]



Obr. 26 :Princip deskového výměníku [18]



Obr. 27: Topné spirály [20]

4.1.5. Rozvodné potrubí

Pro rozvod oleje se standardně používají kovové (ocelové, měděné) trubky. Z důvodu možnosti pohyblivých spojení a někdy za účelem jednodušší montáže se využívají vysokotlaké hydraulické hadice s nalisovanými koncovkami. Samotná manipulace s hydraulickými hadicemi je pak velmi jednoduchá. K propojení jednotlivých komponentů od agregátu po mazané místo se používají hlavně nepájená šroubení (spojky, redukce, kolena, T–šroubení atd.) odpovídajících světlostí. Na trhu je velmi rozsáhlý sortiment spojovacích šroubení. Je třeba zejména dávat pozor na správný typ použitého závitu (NPT, BSPT, BSPP, metrický závit atd.), aby všechny spoje byly správně utěsněny. Rozsáhlý sortiment prvků rozvodného potrubí umožňuje provádět velmi kvalitní a spolehlivé spojení jednotlivých komponentů agregátu. [18]

4.2. Další komponenty hydraulických agregátů

Mezi komponenty potřebné pro rozvod oleje do jednotlivých mazaných míst obvodu se řadí soustavy různých hydraulických ventilů, rozvaděčů, rozdělovačů průtoku nebo průtokoměrů. Tyto komponenty upravují množství a teplotu oleje, který bude přiváděn postupně do jednotlivých mazaných míst. U oběhového mazání slouží

pro rozdělení maziva do mazacích míst regulační ventily a průtokoměry. Průtokoměry se umísťují pokud možno co nejlíže k mazaným místům. Průtokoměry společně s ventily mají možnost plynulé regulace cca od 10 do 100 % jmenovitého průtočné množství. Ventily pracují na principu škrcení průtoku a následné kontroly průtokoměrem. Stav průtočné množství ukazuje průtokoměr. Škrťacím ventilem lze měnit průtočný průřez a tím i průtočné množství kapaliny.

Pro řízení lze použít jak mechanické ventily a průtokoměry, tak i průtokoměry a ventily s elektronickým ovládáním a kontrolou. Ventily, které jsou řízeny elektronickým signálem se nazývají proporcionální. Proportionální ventily se používají všude tam, kde jsou požadavky na plynulé (proportionální = úměrné ovládací veličině) řízení. [18]



Obr. 28: Mechanicky ovládaný ventil [21]



Obr. 29: Proportionální ventil [21]



Obr. 30: Průtokoměr s plovákem a zpětnou pružinou [21]



Obr. 31: Elektronický průtokoměr [21]

4.3. Proporcionální hydraulické ventily

Zvyšující se požadavky na hydraulické obvody, zejména plynulé a pokud možno přesné řízení (rychlosti, otáček, sil nebo kroutících momentů), přispívají ke stále většímu využívání automatického řízení, proporcionální techniky a proporcionální servotechniky. Proporcionální servotechnika splňuje i ty nejnáročnější požadavky přesného řízení. Proporcionální technika se používá tam, kde jsou běžné požadavky na plynulé řízení.

Proporcionální hydraulické ventily umožňují spojitě a plynulé řízení změnou vstupního signálu. Řídí velikost tlaku a průtoku kapaliny úměrné velikosti elektrického řídicího signálu. Řídicí signál pro proporcionální ventily je obvykle napěťový (0 až ± 10 V) nebo proudový (4 až 20 mA). Funkcí se sice podobají proporcionálním servoventilům, ale požadavky kladené na jejich parametry jsou nižší, nedosahují takové přesnosti jako proporcionální servoventily. Proporcionální servoventily mají výrazně vyšší přesnost a lepší dynamické charakteristiky, proto se používají pro náročnou regulaci v systémech s uzavřenou regulační smyčkou. [22]

4.3.1. Rozdělení proporcionálních ventilů

Proporcionální rozváděče:

Používají se k plynulému řízení směru a velikosti průtoku. K dispozici jsou jako přímořízené (jednostupňové) nebo nepřímořízené (vícestupňové) proporcionální rozváděče. Vykonávají distribuci pracovní kapaliny ze vstupního kanálu P do kanálů A, B ke spotřebiči a do přepadového kanálu T. Průtok i tlak kapaliny cestami P-A, B-T resp. P-B, A-T je úměrný velikosti elektrického řídicího signálu. [22]

Proporcionální tlakové ventily:

Mají za úkol udržet nastavenou hodnotu provozního tlaku, která odpovídá velikosti řídicího signálu nebo tlak regulují na hodnotu úměrnou elektrickému řídicímu signálu. Často se využívají k řízení tlaku na dálku. Dělí se na proporcionální přímořízené nebo nepřímořízené přepouštěcí ventily a proporcionální přímořízené nebo nepřímořízené redukční ventily. [22]

Průtokové proporcionální ventily:

Slouží k řízení okamžitého množství průtoku kapaliny ventilem, toto množství je úměrné velikosti elektrického řídicího signálu. Průtokové proporcionální ventily reprezentují proporcionální škrtkící ventily a proporcionální regulátory průtoku. [22]

4.3.2. Výhody proporcionálních ventilů

- Plynulá změna rychlostí, výstupních sil mechanismů bez omezení maximální rychlosti (jako je tomu u klasické hydrauliky), tudíž odpadají různé zpomalovací ventily pro řízení rychlosti hydromotorů.
- Pracují "klidně" a rovnoměrně i přes velké pohybující se hmoty, rychlosti a zrychlení.
- Umožňují dosáhnout přesnějších průběhů pracovního pohybu mechanismu.
- Mají lepší dynamické vlastnosti než klasické hydraulické ventily, protože řízení rychlosti a směru pohybu, sil a momentů se děje spojitě (proporcionálně) elektrickým řídicím signálem.
- Rychlosti, otáčky hydromotorů je možné vhodně programovat nebo řídit na dálku tvarem vstupního řídicího elektrického signálu. [22]

4.3.3. Nevýhody proporcionálních ventilů

- Relativní složitost při řízení elektrickým signálem, za pomoci řídicích jednotek, z čehož vyplývají vyšší nároky na odborné znalosti a přístrojové vybavení.
- Vyšší cena v porovnání s běžnými hydraulickými prvky. [22]

4.4. Příklady vyráběných hydraulických a mazacích agregátů

Na trhu je celá řada firem, které se zabývají výrobou hydraulických a mazacích systémů. Na obr. 32, 33 a 34 jsou zobrazena zařízení, která posloužila jako vzor při konstrukci mnou navrženého hydraulického mazacího agregátu. Všechna tato zařízení jsou navrhována a konstruována dle přesných požadavků zákazníka.

Jedná se o hydraulické agregáty nebo celé mazací systémy. Většina firem je schopna realizovat celou zakázku od projekce, přes výrobu, montáž u zákazníka, uvedení do provozu až po záruční a pozáruční servis. Výrobci vyrábí typově různé hydraulické agregáty a systémy s elektronickým i manuálním ovládním pro průmyslové instalace veškerých oborů průmyslu.

Konstrukce agregátu je většinou řešena tak, že základem je nádrž (hliníková, ocelová, případně plastová) a na víko nádrže se umísťují všechny potřebné ovládací komponenty pro funkci zařízení. Případně se rozměrnější komponenty umísťují na bok nádrže například chladiče (vzduchové, vodní) a elektrické rozvaděče. Do nádrže se často z prostorových důvodů umísťuje čerpadlo, ale existují i agregáty s čerpadlem umístěným na víku nádrže (viz výrobky od CHVALIS s.r.o. obr. 32), čerpadlo mimo nádrž se umísťuje hlavně u velkých agregátů. Další komponenty umístěné v nádrži jsou sací filtr a prvky pro měření teploty a výšky hladiny oleje.



Obr. 32: Výrobky od CHVALIS s.r.o. [23]



Obr. 33: Výrobky od HYDROMA, SPOL. s.r.o. [24]



Obr. 34: Výrobky od CHARVÁT HYKOM s.r.o. [25]

5. Návrh hydraulického okruhu

Chladicí a topný hydraulický mazací okruh pro uzavřený zkušební stav hřídelových soukolí byl navržen dle zadání. Cílem bylo navrhnout okruh s co největším využitím již stávajících dostupných zařízení ČVUT. Jedná se o prvky a zařízení, které byly dříve použity v laboratořích k jiným účelům. Důvodem je snížení pořizovacích nákladů hydraulického okruhu.

Hlavním prvkem hydraulického okruhu je hydraulický agregát. Nejdříve mi byl pro návrh poskytnut poněkud starší agregát od výrobce Nářadí Vrchlabí, ke kterému je zpracován první návrh hydraulického okruhu. Posléze se naskytl možnost použít téměř nový nevyužívaný hydraulický agregát od výrobce SEALL s.r.o., o kterém bylo

rozhodnuto, že se použije pro tento návrh. Pro nový hydraulický agregát je zpracován a zkonstruován druhý návrh hydraulického okruhu, včetně příslušné výrobní dokumentace. K agregátům byly vybrány vhodné hydraulické prvky nutné pro funkci zařízení (nové nebo již dostupné prvky v laboratoři poskytnuté k návrhu).

5.1. Původní návrh hydraulického okruhu

5.1.1. Výchozí agregát pro návrh



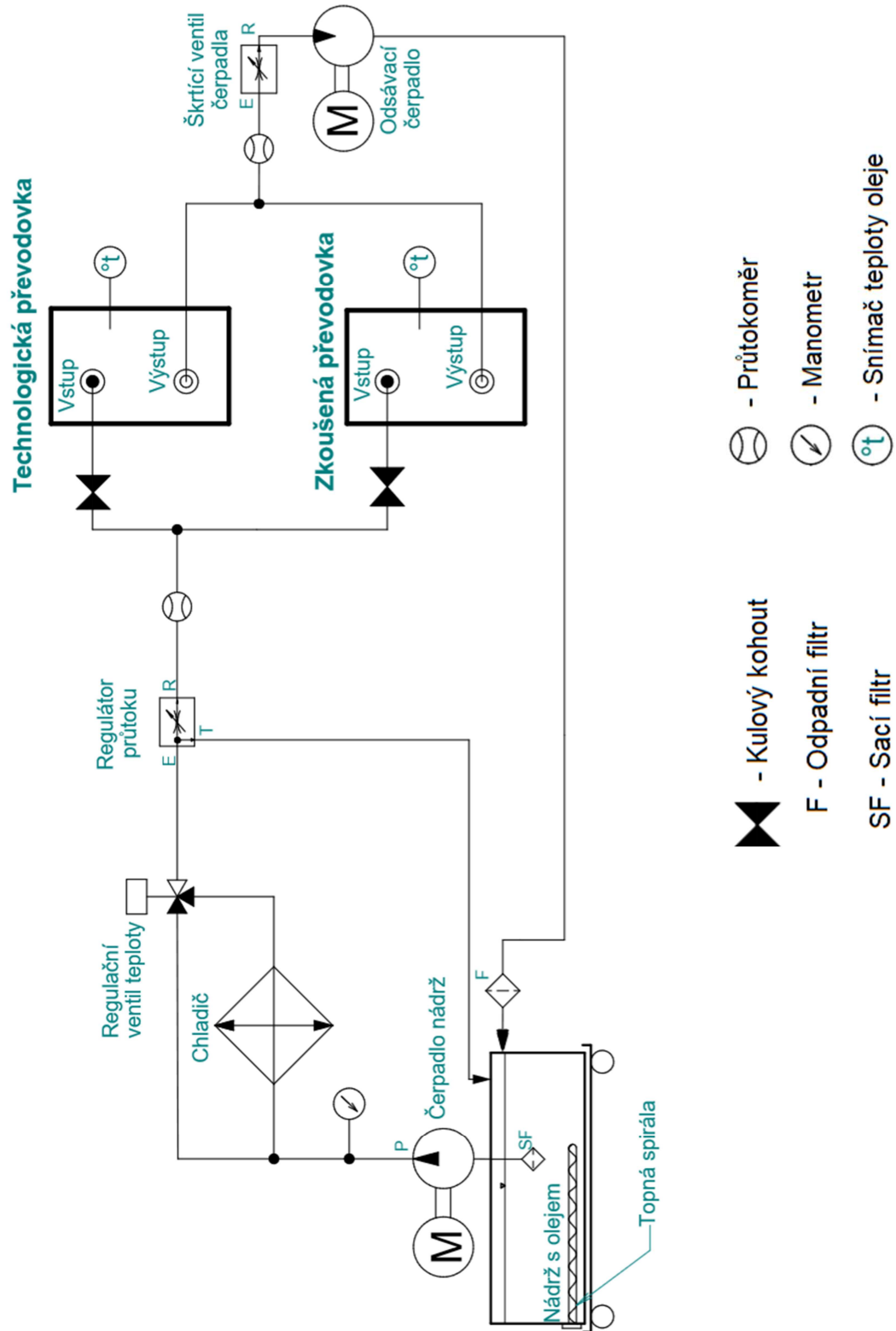
Obr. 35: Hydraulický agregát od Nářadí Vrchlabí

Hydraulický agregát se skládá z nádrže a víka. Na víku nádrže jsou umístěny jednotlivé hydraulické prvky pro funkci agregátu, jako je asynchronní elektromotor s výkonem 2,2 kW, který slouží pro pohon čerpadla umístěného v nádrži. Dále je zde manometr pro kontrolu tlaku v systému.

Parametry agregátu:

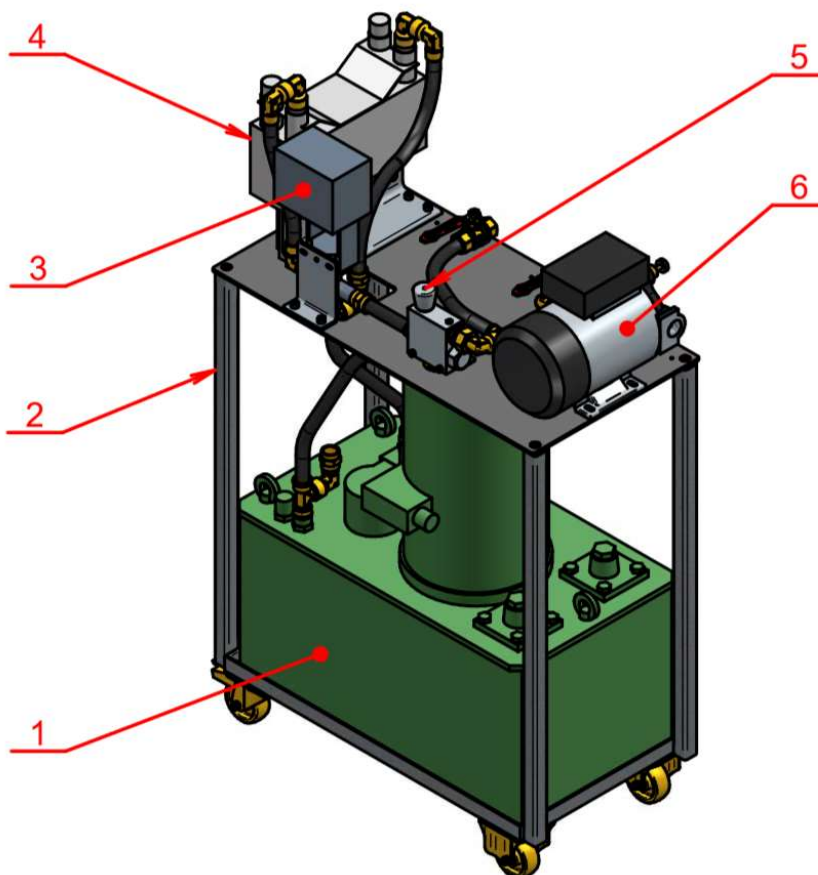
Objem nádrže: 65 [l]
Průtok na výstupu: 16 [l/min]
Maximální tlak: 62 [bar]

5.1.2. Hydraulické schéma okruhu



Obr. 36: Hydraulické schéma pro starý agregát

5.1.3. Konstrukční návrh hydraulického okruhu



Obr. 37: Původní návrh hydraulického okruhu

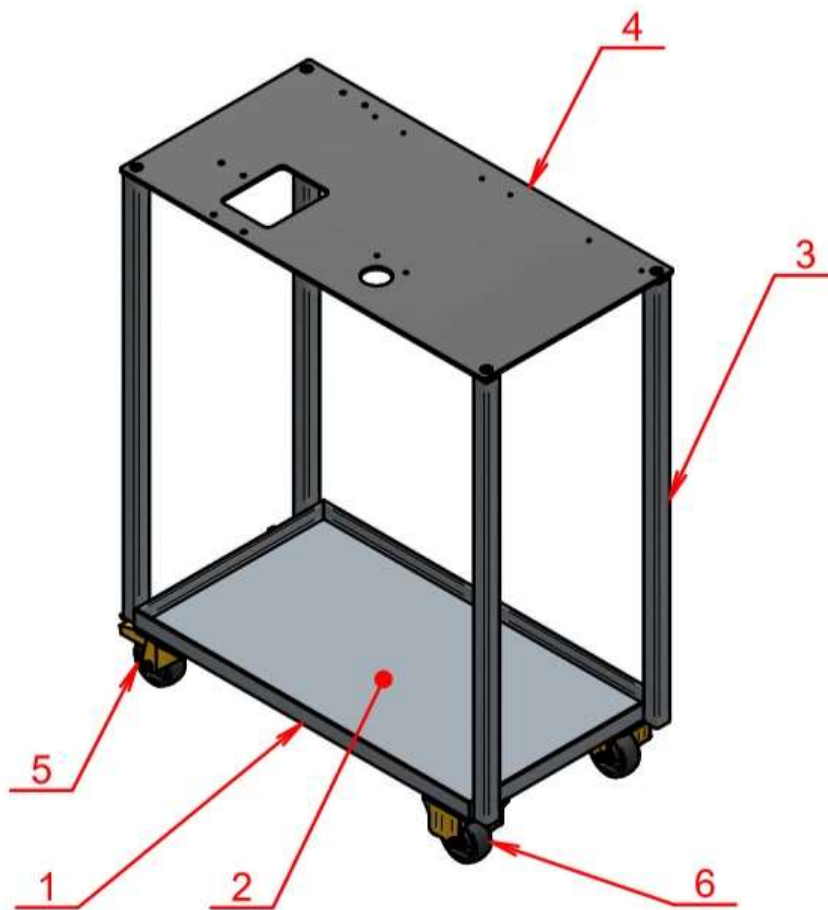
- | | |
|-------------------------------------|------------------------------------------|
| 1 – Výchozí hydraulický agregát | 4 – Chladič (deskový výměník) |
| 2 – Rám hydraulického agregátu | 5 – Regulátor průtoku A-VRFC3-M-34 |
| 3 – Regulační ventil teploty SQX 62 | 6 – Odsávací čerpadlo s regulací průtoku |

Původní návrh vychází ze staršího agregátu, který byl vsazen do rámu. Rám hydraulického agregátu je umístěn na kolečkách z důvodu snadné manipulace se zařízením. V horní části rámu je umístěna deska s hydraulickými prvky.

Olej je tedy čerpán z nádrže pomocí čerpadla umístěného v nádrži, poté se rozděluje na dvě cesty. Jedna cesta vede přes chladič, kde se olej ochlazuje. Druhá cesta vede přímo z nádrže do regulačního ventilu teploty (pracuje jako směšovací ventil, směšuje teplý a studený olej dle požadavků). Dále je regulován průtok oleje třícestným regulátorem průtoku, kdy přebytečný olej odtéká přepadem zpět do nádrže.

Z regulátoru průtoku je poté olej dále dopravován do převodovek (technologická a zkoušená) přes dvojici kulových kohoutů. Kulové kohouty jsou zde pro případnou možnost uzavření jedné či druhé cesty oleje. Z převodovek je poté olej odčerpáván odsávacím čerpadlem (s možností regulace průtoku) zpět do nádrže. Přívod a odvod oleje do převodovek je regulován, tak aby byla v převodovkách udržována stále stejná hladina oleje.

5.1.3.1. Rám hydraulického okruhu



Obr. 38: Rám původního návrhu pro starý agregát

- | | |
|-------------------------------------|-------------------------------|
| 1 – Okapová vana (L profil 40x40x5) | 4 – Deska hydraulických prvků |
| 2 – Plech okapové vany | 5 – Otočné kolečko s brzdou |
| 3 – Nohy pro desku („Jekl“ 30x30x3) | 6 – Pevné pojezdové kolečko |

Nejprve bylo nutné zkonstruovat nosný rám pro hydraulické prvky. Při konstrukci rámu jsem vycházel ze zpracované rešerše v oblasti hydraulických a mazacích zařízení.

Rám je navrhnut jako svařenec. Pouze horní deska hydraulických prvků je přišroubovaná čtyřmi šrouby do každé nohy jeden šroub. Deska je přišroubovaná hlavně z toho důvodu, aby bylo možné hydraulický agregát pohodlně usadit do rámu. Z L profilu 40x40x5 je svařena spodní obdélníková část nosného rámu viz obr. 38. Do tohoto obdélníku z L profilu je vsazen a přivařen plech, tak aby byla vytvořena okapová vana na olej. Dále je nutné na spodní stranu obdélníku z L profilu přivařit výztuhy pro pojezdová kolečka. Následně se k obdélníku z L profilu přivaří čtyři nohy ze čtyřhranného profilu („Jekl“), poté se vloží hydraulický agregát a přišroubuje horní deska pro hydraulické prvky (vyrobena jako výpalek). Po přišroubování horní desky je rám připraven pro osazení ovládacími prvky hydraulického okruhu (chladič, regulátor průtoku, regulační ventil teploty apod.). Podrobné informace o konstrukci jsou k nalezení v příložené výkresové dokumentaci (příloha 16).

5.2. Hydraulický okruh s novým agregátem SEALL

5.2.1. Výchozí agregát pro návrh



Obr. 39: Hydraulický agregát od Seall s.r.o.



Obr. 40: Hydraulický agregát od Seall s.r.o. (pohled na chladič)

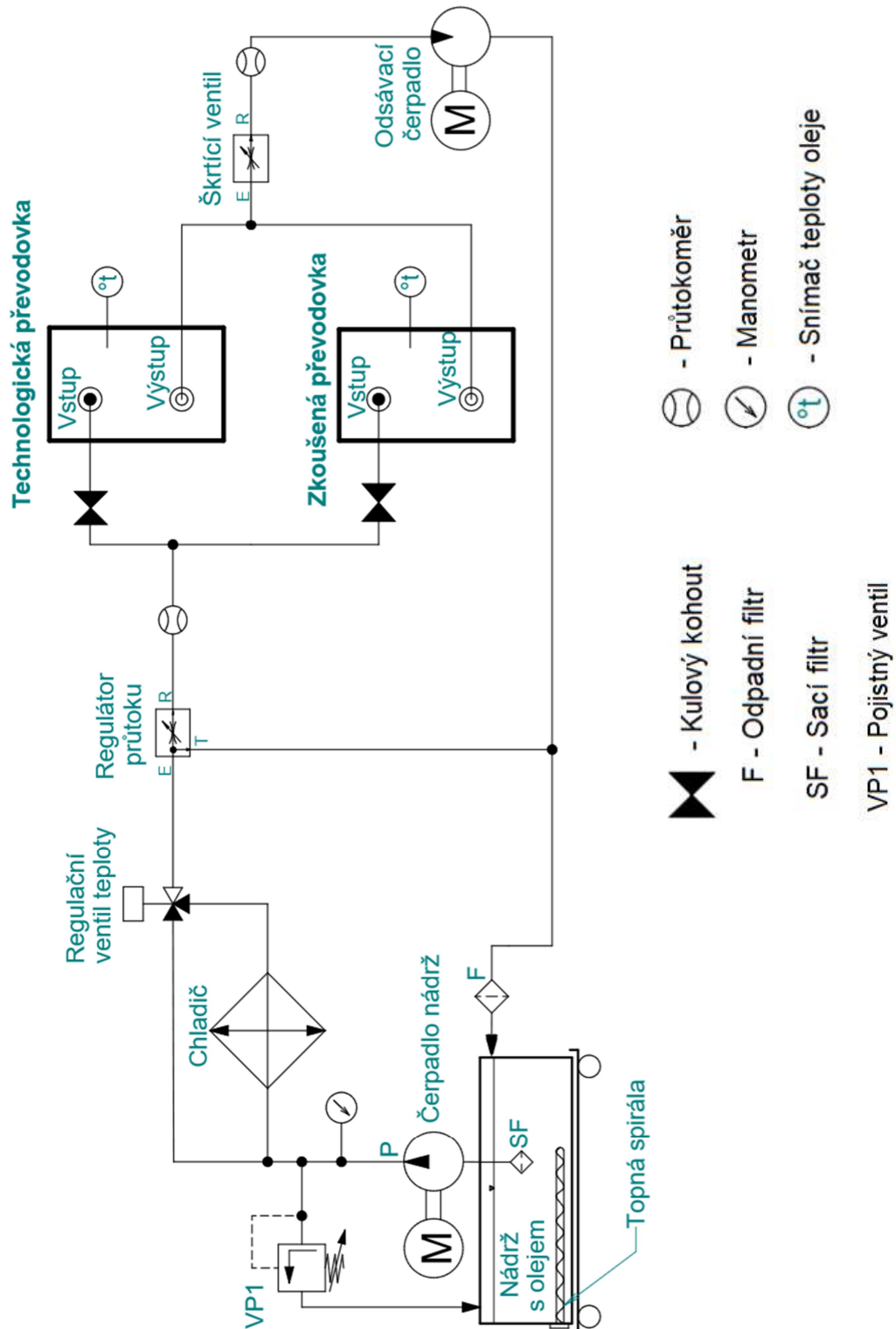
Tento agregát byl zvolen hlavně z důvodu již zabudovaného dostatečně výkonného chladiče, který je umístěn na boku nádrže viz obr. 40. Druhým hlavním důvodem byl elektrický rozvaděč viz obr. 39, do kterého se snadno nainstalují jednotlivé zdroje pro elektronicky ovládané hydraulické prvky.

Koncepce nového hydraulického agregátu je podobná koncepci starého hydraulického agregátu. Agregát se také skládá z nádrže a víka na němž jsou rovněž umístěny jednotlivé hydraulické a měřící (hladinoměr, termostat, manometr) prvky pro funkci agregátu. Dále je na víku nádrže umístěn elektromotor se shodným výkonem 2,2 kW, který rovněž slouží pro pohon zubového čerpadla umístěného v nádrži. Hlavním rozdílem oproti starému agregátu je již zmíněný zabudovaný chladič na boku nádrže a elektrický rozvaděč, dále také modernější odpadní filtr s indikací zanesení.

Parametry agregátu:

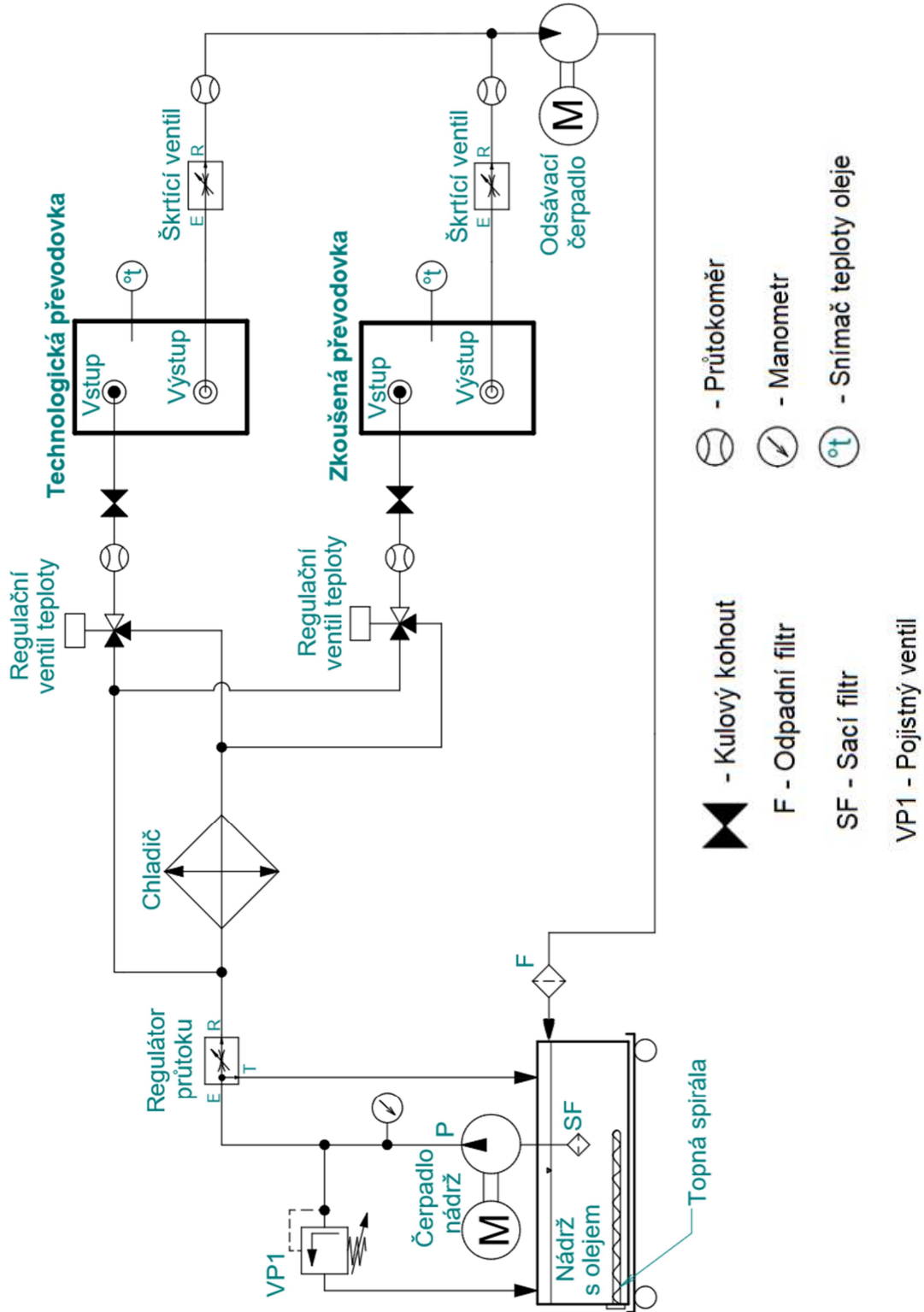
Objem nádrže: 75 [l]
 Průtok na výstupu: 40 [l/min]
 Maximální tlak: 200 [bar]

5.2.2. Hydraulické schéma okruhu – stejná teplota pro obě převodovky



Obr. 41: Hydraulické schéma nový agregát – stejná teplota pro obě převodovky

5.2.3. Hydraulické schéma okruhu – oddělené řízení teploty



Obr. 42: Hydraulické schéma nový agregát – oddělené řízení teploty

Hydraulická schémata znázorňují proudění oleje okruhem. První hydraulické schéma obr. 41 vychází z původního návrhu s tím rozdílem, že zde je přidán pojistný ventil VP1 a elektronicky ovládaný škrťací ventil na výstupu z převodovek.

Posléze vzniknul požadavek na oddělené řízení teploty v převodovkách viz obr. 42. Odděleného řízení teploty v převodovkách je docíleno tak, že byl přidán druhý regulační ventil teploty. Dále musely být přidány další prvky, jako je škrťací ventil a průtokoměr viz schéma obr. 42. Olej je tedy čerpán z nádrže čerpadlem přes sací filtr, dále se reguluje průtok oleje pomocí regulátoru průtoku, následně se olej rozděluje na dvě cesty na chlazenou (olej proudí přes chladič, kde se ochlazuje) a nechlazenou (přímá cesta). Tyto cesty se následně rozdělují do dvou regulačních ventilů teploty (směšovací ventily, směšují teplý a studený olej dle požadavků). Z regulačních ventilů teploty proudí olej přes průtokoměry a uzavírací kohouty do převodovek (technologická a zkoušená). Z převodovek je poté olej odčerpáván odsávacím čerpadlem přes průtokoměry, škrťací ventily a odpadní filtr zpět do nádrže. Vstup oleje do převodovek a výstup oleje z převodovek musí být regulován. V převodovkách musí být udržována stále stejná hladina oleje a požadovaná teplota během zkoušek.

Dále je zde již zmíněný pojistný ventil VP1, který se při překročení nastaveného tlaku automaticky otevře, tím odvede olej mimo okruh zpět do nádrže a zabraňuje tak poškození hydraulického okruhu. V nádrži jsou umístěny dvě topné spirály pro případný ohřev oleje, slouží hlavně k urychlení zkoušek a předejde ohřevu oleje na požadovanou teplotu před spuštěním zkoušky.

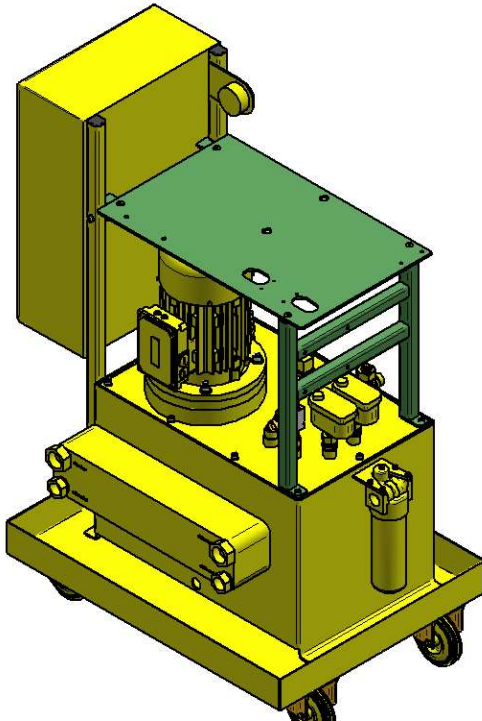
5.2.4. Konstrukční návrh hydraulického okruhu

Konečný konstrukční návrh vychází z agregátu od Seall s.r.o., na který je umístěn přídatný rám pro přidání dalších hydraulických ovládacích prvků okruhu. Agregát je od výrobce vybaven okapovou vanou a pojezdovými kolečky pro snadnou manipulaci, tudíž není nutná celková konstrukce, jako u starého agregátu.

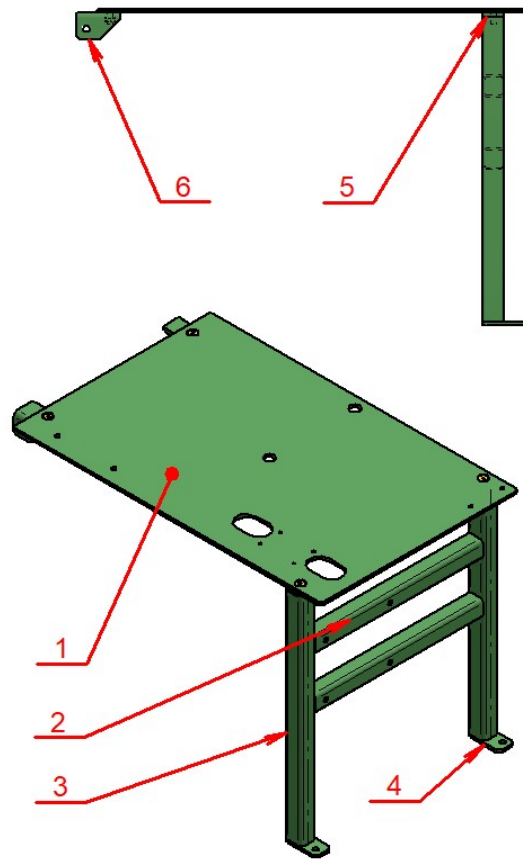
Z důvodu požadavku ohřevu oleje je nutné přidat do nádrže topné spirály, z čehož vyplývá zásah do konstrukce nádrže agregátu (viz kapitola 5.2.6.).

Další zásah do původní konstrukce se týká okapové vany, kde není umístěna výpust pro olej, takže bude dodělána, aby bylo možné olej pohodlně vypustit z nádrže do okapové vany a posléze z okapové vany.

5.2.4.1. Přídavný rám pro hydraulické prvky



Obr. 44: Připevnění přídavného rámu

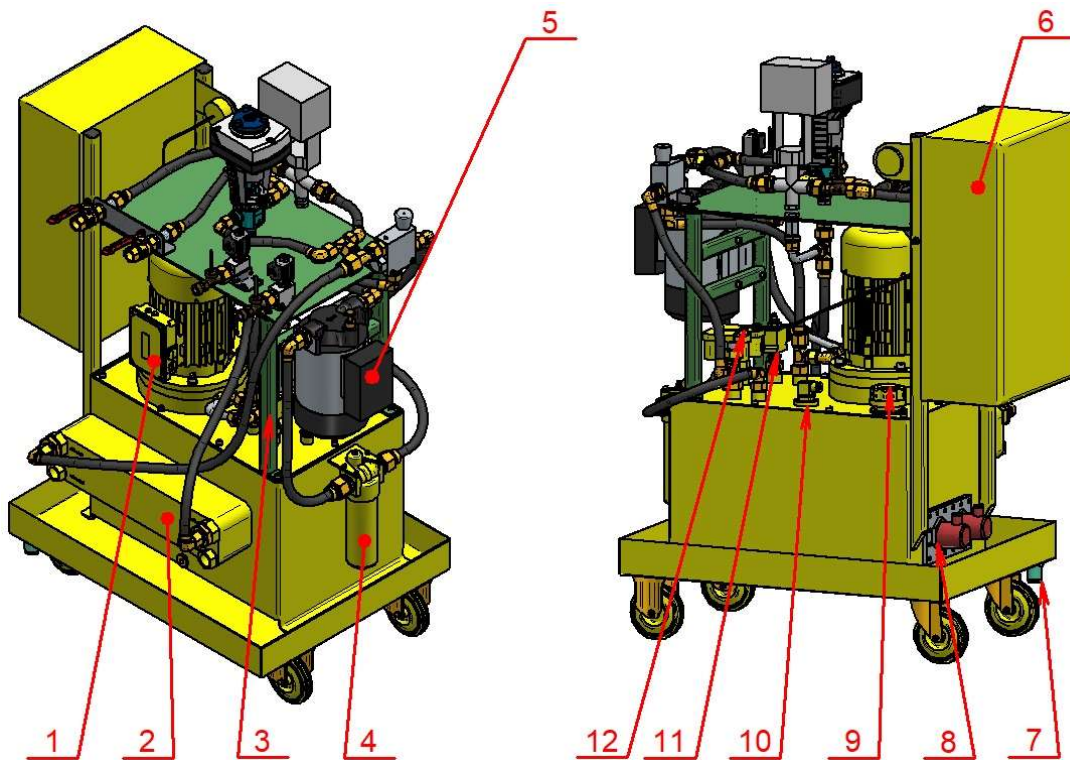


Obr. 43: Konstrukce přídavného rámu

- 1 – Deska pro hydraulické prvky
- 2 – Výztuhy pro uchycení odsávacího čerpadla Viscomat 90T
- 3 – Nohy – čtyřhranný profil („Jekl“ 30x30x3)
- 4 – Dolní patka čtyřhranného profilu
- 5 – Horní patka čtyřhranného profilu
- 6 – Horní uchycení k čtyřhrannému profilu el. rozvaděče

Přídavný rám je navržen s co nejmenším konstrukčním zásahem do původní konstrukce agregátu. Je potřeba vyvrtat pouze dvě díry v horní části pro přišroubování k čtyřhrannému profilu („jekl“) el. rozvaděče. K připevnění spodní části (pozice 4 viz obr. 43) do víka nádrže jsou použity původní závitové díry ve víku nádrže. Další informace a přesné rozměry rámu viz výrobní výkresy (příloha 12).

5.2.4.2. Kompletní návrh hydraulického okruhu

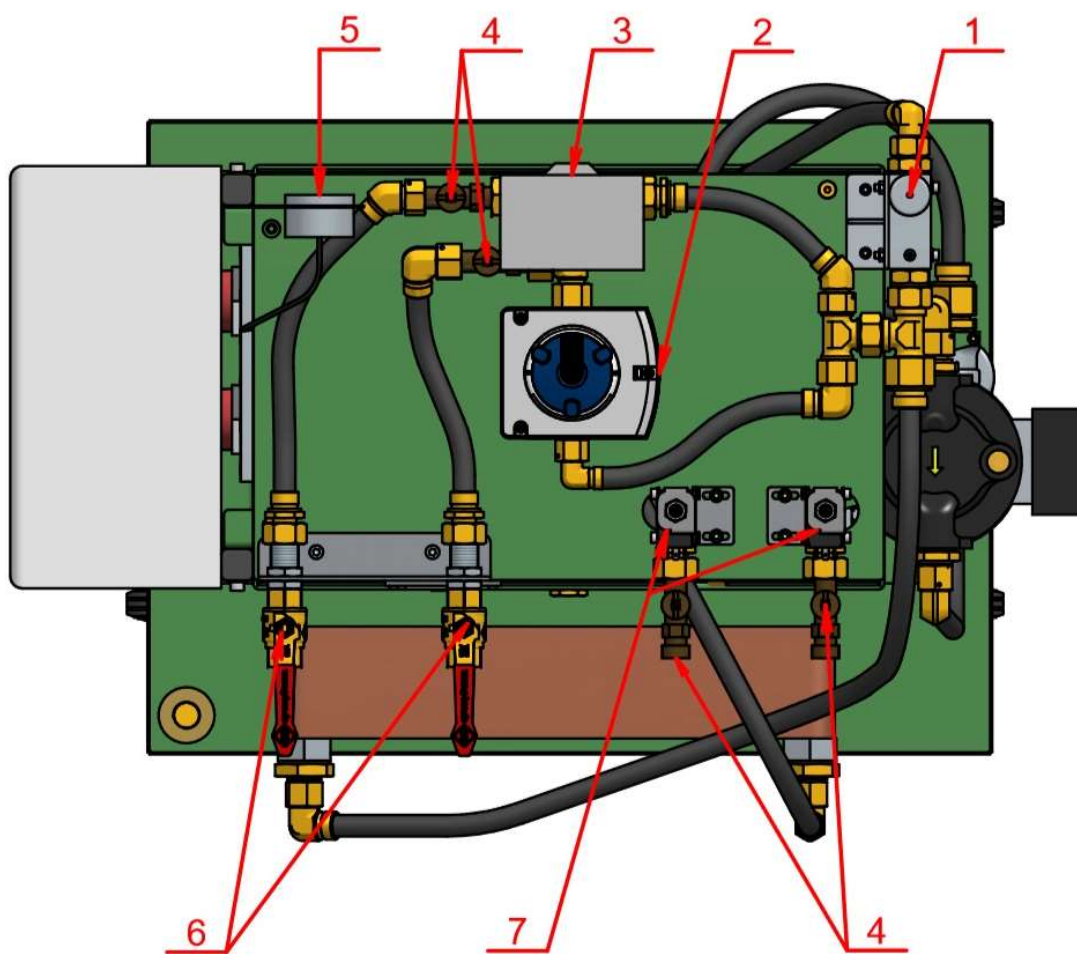


Obr. 45: Kompletní návrh hydraulického okruhu s použitím nového agregátu

- | | |
|----------------------------------------|---------------------------|
| 1 – Hydraulický agregát | 7 – Vypouštěcí otvor vany |
| 2 – Chladič (deskový výměník) PWO | 8 – Topné spirály |
| 3 – Příkladový rám hydraulických prvků | 9 – Nalévací hrdlo |
| 4 – Odpadní filtr Parker | 10 – Hladinoměr SL1 |
| 5 – Odsávací čerpadlo Viscomat 90T | 11 – Pojistný ventil VP1 |
| 6 – Elektrický rozvaděč | 12 – Termostat ST1 |

Kompletní návrh hydraulického okruhu se skládá z přídatného rámu, který je osazen jednotlivými ovládacími prvky hydraulického okruhu. Detailní popis ovládacích prvků umístěných na horní desce pro hydraulické prvky je zobrazen na obr. 46. Ovládací a měřicí prvky hydraulického okruhu jsou propojeny hydraulickými hadicemi s označením FLEXOR 1SN R1AT (vnitřní průměr 12,7 mm a vnější průměr 20,2 mm). V místech, kde nebylo možné použít hydraulické hadice (z důvodu malého poloměru ohybu hadice) jsou použity hydraulické ocelové trubky s označením R18X2CF (vnější

průměr 18 mm a tloušťka stěny 2 mm). Dále je na obr. 45 znázorněno umístění topných spirál (pozice 8) a také přidaná výpust' z okapové vany (pozice 7). Jak již bylo zmíněno výše, nádrž je opatřena výpustí od výrobce Seall s.r.o. (výpust z nádrže viz obr. 40 na boku nádrže pod chladičem), ale okapová vana výpust' neobsahovala. Proto je dodělána dodatečně. Do okapové vany se vyvrtá díra, do které se poté umístí průchodka (viz příloha 3 použité šroubení: mosazná průchodka). Průchodka obsahuje vypouštěcí zátku, pro pohodlné vypuštění oleje z okapové vany dle potřeby. Přesné umístění výpustě okapové vany a bližší náhled viz výrobní výkresy (příloha 15).



Obr. 46: Umístění hydraulických prvků na horní desku pro hydraulické prvky

- | | |
|------------------------------------------------------------------|------------------------------------|
| 1 – Regulátor průtoku A-VRFC3-M-34 | 4 – Průtokoměr Siemens QVE2000 |
| 2 – Regulační ventil tep. SAX61.03 | 5 – Manometr |
| 3 – Regulační ventil tep. SQX 62
(starší model typu SAX61.03) | 6 – Uzavírací kulový kohout |
| | 7 – Škrťací ventil Parker HP04C 21 |

5.2.5. Použité hydraulické prvky

Regulátor průtoku Typ: A-VRFC3-M-34:



Základní parametry:

Max. tlak:	210	[bar]
Max. vstupní průtok:	150	[l/min]
Max. regulovatelný průtok:	90	[l/min]
Rozsah teplot kapaliny:	-30 až 100	[°C]

Obr. 47: Regulátor průtoku [31]

Čerpadlo PIUSI Typ: VISCOMAT – 90T:



Základní parametry:

Max. tlak:	5	[bar]
Max. průtok:	50	[l/min]
Výkon:	2	[kW]
Napájení:	400 [V] 50[Hz]	

Obr. 48: Čerpadlo PIUSI [32]

Regulační ventil teploty LDM Typ: RV102:

- s pohonem Siemens SQX 62 - stará verze (již se nevyrábí)
- s pohonem Siemens SAX 61.03 - nová verze

Základní parametry:



Max. tlak:	16	[bar]
Rozsah teplot kapaliny:	0 až 140	[°C]
Napájení:	24 AC	[V] 50[Hz]
Řízení:	0 – 10	[V]
Zdvih:	20	[mm]

Obr. 49: Směšovací ventil LDM [33]

Průtokoměr SIEMENS Typ: QVE2000.015:

Základní parametry:

Rozsah průtoku:	3,5 – 50	[l/min]
Rozsah teplot kapaliny:	-15 až 125	[°C]
Napájení:	24 DC	[V]
Výstupní signál:	0 – 10	[V]

Obr. 50: Průtokoměr SIEMENS [34]
Škrtkový ventil PARKER Typ: HP04C 21

Základní parametry:

Max. tlak:	210	[bar]
Max. průtok:	36	[l/min]
Rozsah teplot kapaliny:	-34 až 121	[°C]
Napájení:	24 DC	[V]
Řízení:	0 – 10	[V]

Obr. 51: Škrtkový ventil PARKER [35]

V této kapitole jsou zmíněny pouze základní parametry mnou navržených hydraulických prvků, podrobnější informace se nachází v seznamu nakupovaných součástí pro hydraulický okruh viz příloha 1, kde jsou odkazy na katalogové listy použitých prvků. Zároveň jsou v příloze 2 uvedeny odkazy na další prvky, které jsou nutné pro správnou funkci agregátu. Těmito prvky už byl poskytnutý agregát osazen od výrobce Seall s.r.o.. Jedná se o prvky:

- Čerpadlo MARZOCCHI ALP2-D-40-FG
- Chladič vodní PARKER PWO 25T x 40
- Odpadní filtr PARKER 15CN210QEVT1KG164
- Sací filtr PARKER SE75351211
- Hladinoměr FOX LME150B5F
- Pojistný ventil VP1 PARKER RAH101S50 + B10-2-8B
- Termostat METRA TH143
- Manometr PARKER PGB631400

5.2.6. Topné spirály

Ohřev oleje zajišťují dvě topné spirály, které jsou vloženy do nádrže s olejem. Jde o speciální topné spirály pro přímý ohřev oleje s povrchovou úpravou, dále je upraveno maximální zatížení spirály na 2 W/cm^2 , tak aby nedocházelo ke karbonizaci oleje. Z tohoto důvodu jsou do nádrže přidány dvě topné spirály s výkonem $1,5 \text{ kW}$ a délce 450 mm , aby výsledný výkon pro ohřev byl dostatečný. Celkový výkon pro ohřev oleje v nádrži je tedy 3 kW . Jedná se o topné spirály typu 140111 od výrobce Thermis spol. s r.o. (odkaz s podrobnými informacemi v seznamu nakupované součásti pro hydraulický okruh viz příloha 1). Spirály jsou napájeny 400 V z elektrického rozvaděče umístěného na hydraulickém agregátu. Topné spirály ovládá termostat ST1, na kterém lze volitelně nastavit požadovanou teplotu ohřevu, rozsah teplot je 20 až $140 \text{ }^\circ\text{C}$ (zapojení termostatu a topných spirál viz elektrické schéma obr. 56.). Olej je přehříván na požadovanou teplotu před spuštěním zkoušky (výpočet potřebného času viz výpočtový příklad). Dále slouží topné spirály také k udržení stálé teploty během zatěžovacích zkoušek.

5.2.6.1. Topné spirály – výpočet času ohřívání

Výpočet je proveden pro ohřátí oleje z počáteční teploty v nádrži $25 \text{ }^\circ\text{C}$ na požadovanou teplotu $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Slouží jako příklad přehřívání oleje před spuštěním, tak aby došlo k urychlení zatěžovací zkoušky.

Vstupní parametry pro výpočet:

$$V_{olej} = 50 \text{ [l]}$$

$$\rho_{olej} = 870 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$T_o = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$c_{p_{olej}} = 1800 \text{ [J/kg.K]}$$

$$T_k = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_s = 1500 \text{ [W]}$$

Hmotnost oleje:

$$m_{olej} = V_{olej} \cdot \rho_{olej} = 0,05 \cdot 870 = 43,5 \text{ [kg]} \quad (3)$$

Teplu k ohřátí oleje z 25 °C na 60 °C:

$$Q_o = c_{p_{olej}} \cdot m_{olej} \cdot (T_k - T_o) = 1800 \cdot 43,5 \cdot (60 - 25) = 2\,740\,500 \text{ [J]} \quad (4)$$

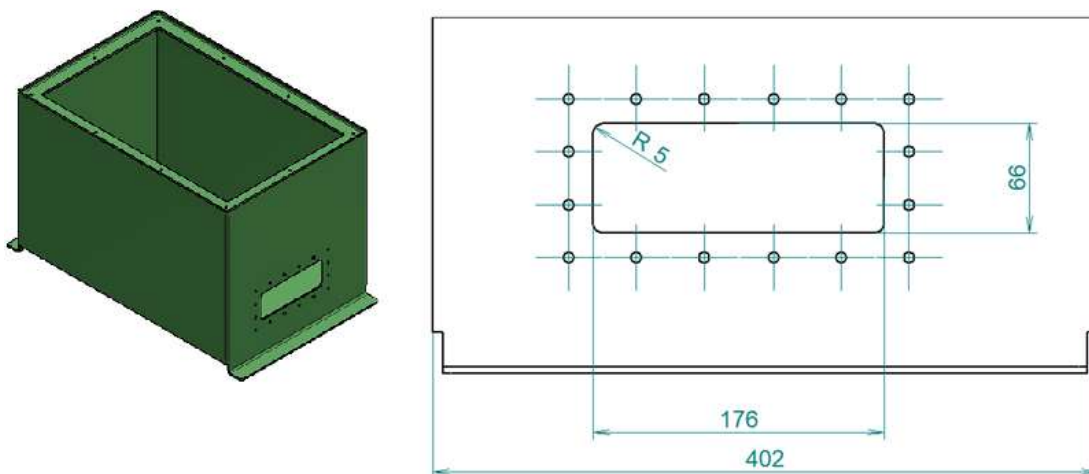
Výsledný čas pro ohřev:

$$t_o = \frac{Q_o}{2 \cdot P_s} = \frac{2\,740\,500}{2 \cdot 1500} = 913,5 \text{ [s]} \approx 15 \text{ [min]} \quad (5)$$

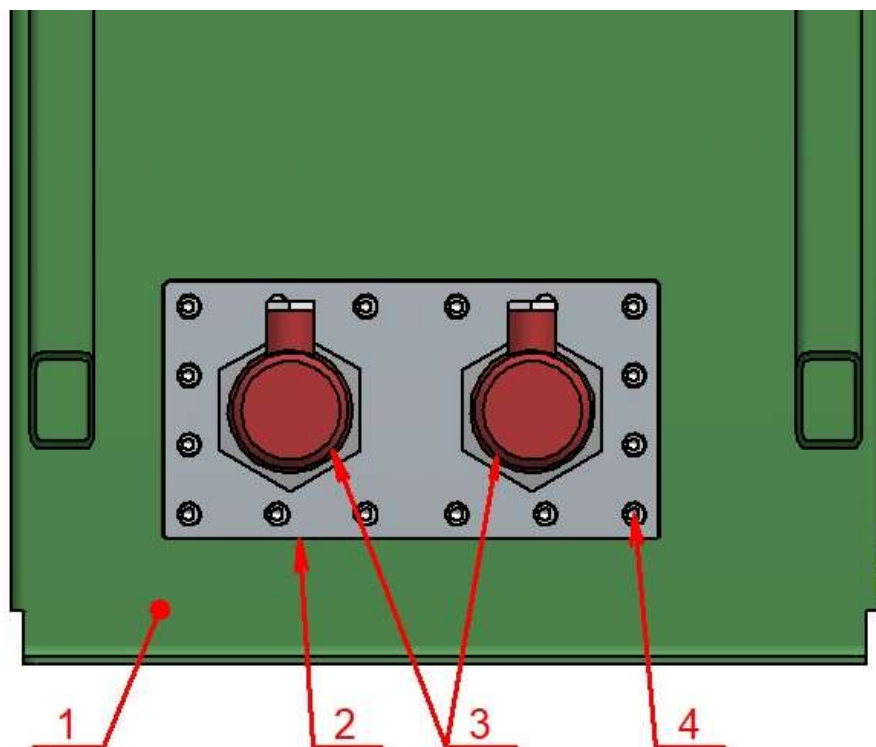
Výsledkem výpočtu je, že ohřátí 50 litrů oleje z počáteční teploty 25 °C na požadovanou teplotu 60 °C bude trvat přibližně 15 minut. Ve výpočtu neuvažuji ztráty přenosu tepla do olejové nádrže a okolí. Uvažuji ideální případ, a to přenos veškerého vygenerovaného tepla do oleje. Výsledný skutečný čas ohřívání bude nejspíše o něco vyšší, nutno ověřit při zkušebním provozu zařízení.

5.2.6.2. Umístění topných spirál

Topné spirály jsou vloženy do nádrže s olejem přes přírubu, do které jsou přišroubovány pomocí závitu M48x2. Nejprve je tedy nutné do nádrže vyříznout otvor viz obr. 52 a vyvrtat díry pro šrouby k připevnění příruby. Následně se namontuje a důkladně utěsní příruba pomocí těsnícího tmelu. Nakonec je možné do závitu příruby zašroubovat topné spirály obr. 53.



Obr. 52: Otvor pro přírubu topných spirál

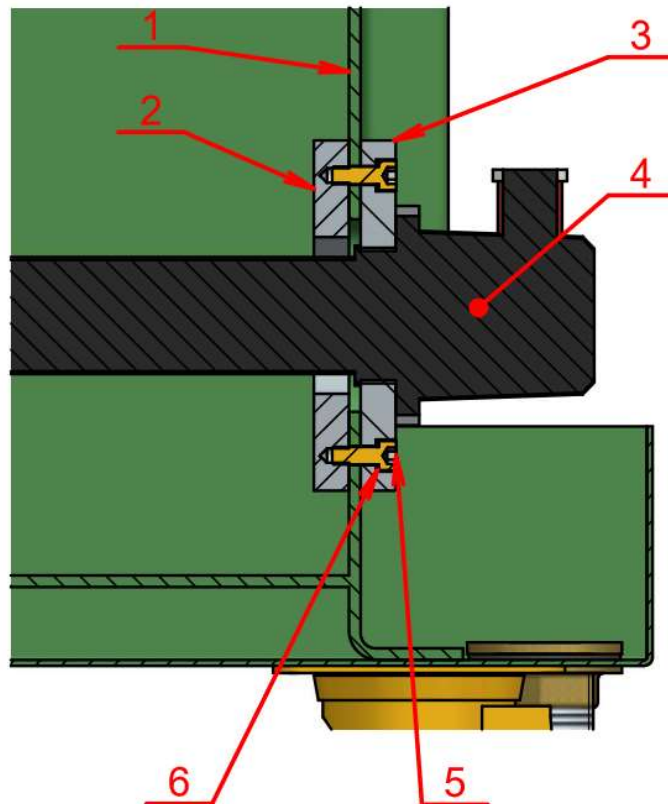


Obr. 53: Umístění topných spirál pod el. rozvaděč

- 1 – Nádrž agregátu
- 2 – Příruba (vnější)
- 3 – Topná spirála
- 4 – Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6

Příruba se skládá ze dvou částí vnější a vnitřní příruby viz obr. 54, kde vnitřní příruba má průchozí dvě velké díry pro topné spirály. Dále vnitřní příruba obsahuje slepé závitové díry M6 pro spojení s vnější částí přes stěnu nádrže. Slepé závitové díry jsou voleny z důvodu zamezení netěsnosti spojení. Vnější příruba je opatřena závitem M48x2 pro zašroubování topných spirál. Obě příruby (vnější a vnitřní) jsou k sobě spojeny přes stěnu nádrže pomocí 16 šroubů M6, takový počet je zvolen z důvodu dokonalé těsnosti. Kdyby byla zvolena větší rozteč šroubů, tak by mohlo docházet k netěsnosti spojení a úniku oleje z nádrže. Stěna nádrže je slabá (plech 4 mm). Mohlo by dojít k deformaci stěny při výrobě otvoru, z tohoto důvodu jsou právě zvoleny dvě příruby, které jsou staženy proti sobě dostatečným počtem šroubů.

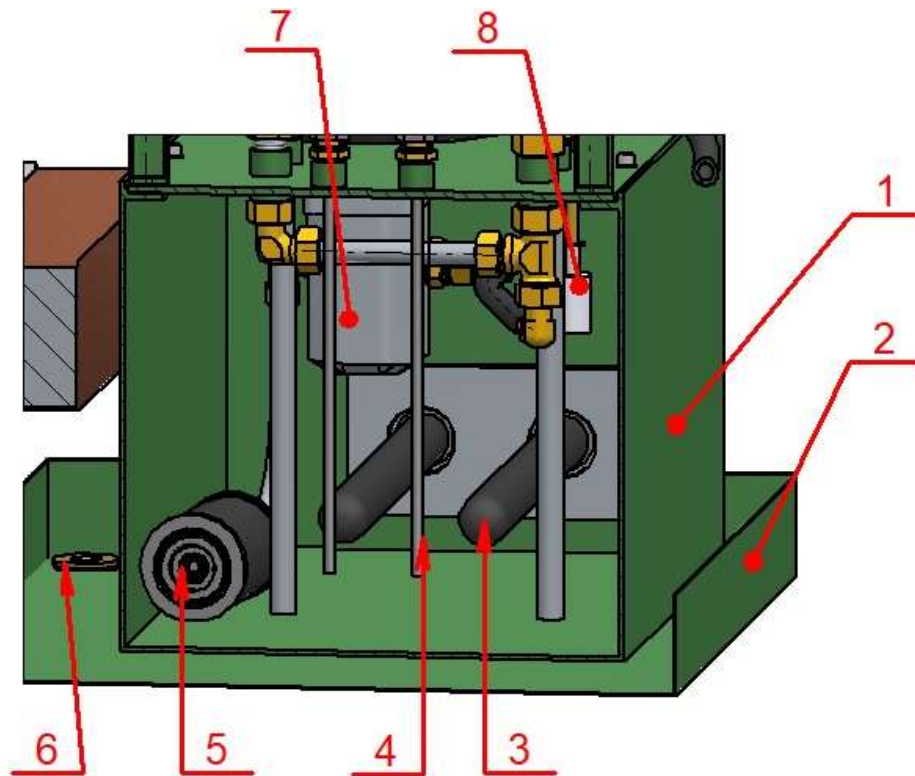
K dokonalému utěsnění je nutno použít již zmíněný těsnící tmel s vysokou tepelnou odolností, který je nutno aplikovat mezi vnitřní přírubu a stěnu nádrže. Mezi vnější přírubu a stěnu nádrže je rovněž nutné aplikovat těsnící tmel. Dodržením správného postupu montáže a použití navržených prvků by měla být zaručená těsnost spojení proti úniku oleje.



Obr. 54: Řez topnou spirálou

- | | |
|---------------------|-------------------------------------------------------|
| 1 – Stěna nádrže | 5 – Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6 |
| 2 – Vnitřní příruba | 6 – Měděná těsnící podložka |
| 3 – Vnější příruba | |
| 4 – Topná spirála | |

Další obr. 55 ukazuje pohled do nádrže, kde je vidět hned několik prvků pro funkci agregátu. Při umístění topných spirál bylo nutné dát pozor na rozmístění těchto prvků, zejména na to, aby nedošlo ke kolizi se sacím filtrem. Dále musí být například upravena délka hadice od čerpadla k výstupu z nádrže, tak aby nebyla v kolizi s topnou spirálou.

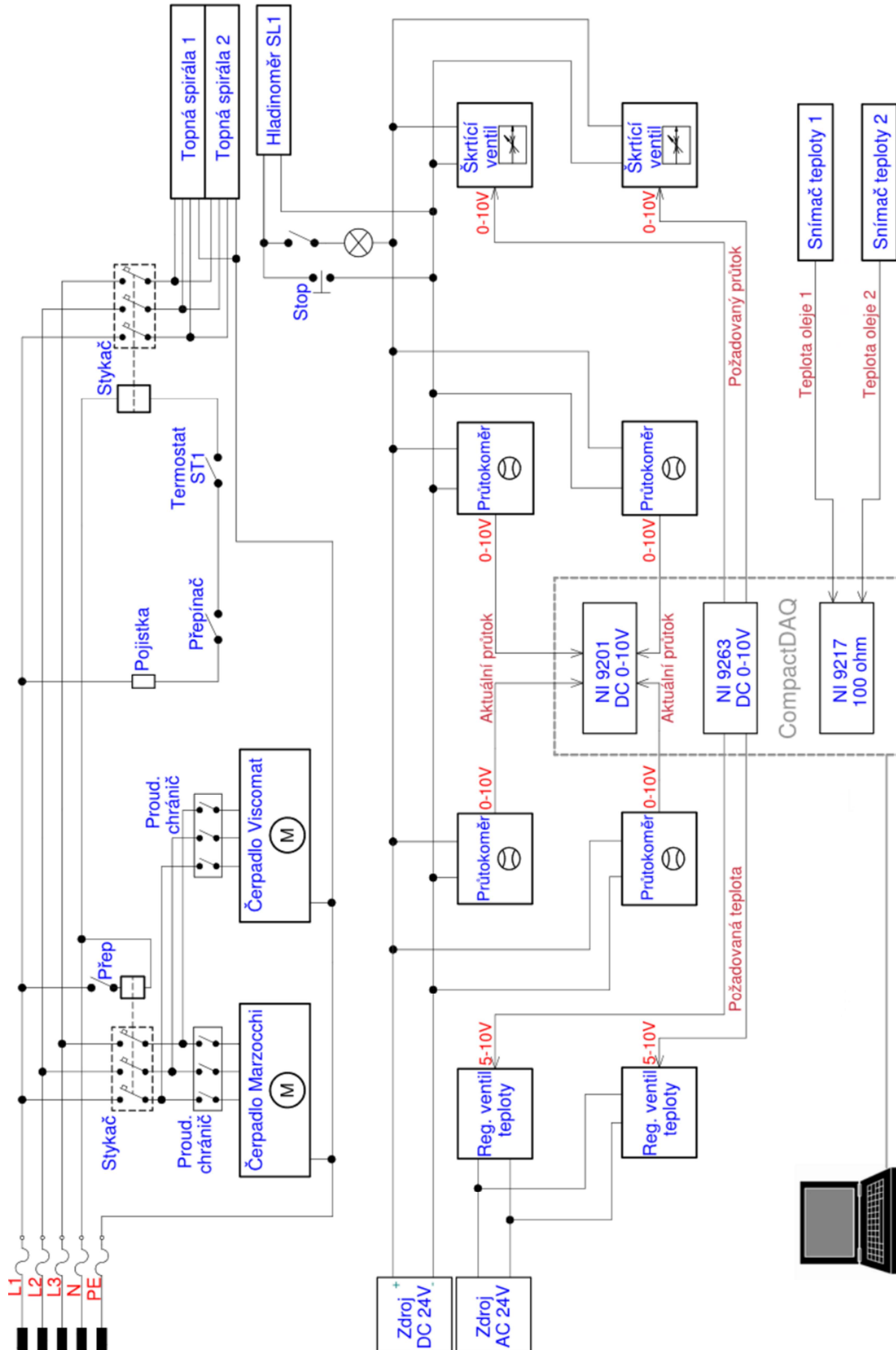


Obr. 55: Náhled do nádrže na jednotlivé prvky

- | | |
|-------------------|--------------------------|
| 1 – Nádrž | 5 – Sací filtr Parker |
| 2 – Okapová vana | 6 – Výpust' okapová vana |
| 3 – Topná spirála | 7 – Čerpadlo Marzocchi |
| 4 – Termostat ST1 | 8 – Hladinoměř SL1 |

5.2.7. Elektrické schéma zapojení prvků

Elektrické schéma znázorňuje zapojení zejména nově přidaných elektricky napájených a ovládaných prvků hydraulického okruhu. Čerpadlo Viscomat 90T je připojeno k 3 fázovému vedení původního čerpadla agregátu (Čerpadlo Marzocchi) přes přidaný proudový chránič. Topné spirály jsou zapojeny rovněž k 3 fázovému vedení, o jejich spínání se stará termostat ST1, který přes přidaný stykač spíná spirály. Spínání ohřevu oleje je také možno vypnout samostatným vypínačem (viz schéma přepínač).

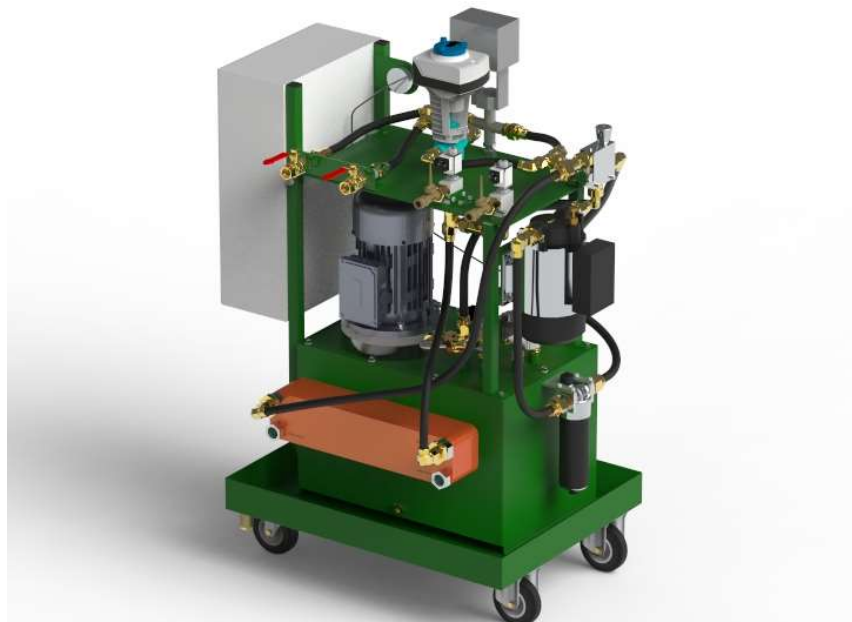


Obr. 56: Elektrické schéma zapojení hydraulických prvků

Dále je ze schéma patrné, že jednotlivé prvky pro řízení průtoku a teploty oleje potřebují rozdílné zdroje napájení (DC24 V, AC24 V), tyto zdroje budou umístěny do el. rozvaděče. Měřicí a ovládací prvky vysílají různé analogové signály, které jsou snímány zařízením CompactDAQ se zásuvnými moduly od National Instruments. Do příslušných zásuvných modulů jsou zapojeny kabely jednotlivých prvků k ovládání okruhu. Zařízením CompactDAQ je analogový signál převeden na digitální a následně je upravený signál z CompactDAQ veden USB kabelem do počítače. Z počítače jsou poté na základě naměřených hodnot ovládány prvky, jako je regulační ventil teploty a škrtkový ventil pro regulaci průtoku. Například na základě snímané teploty oleje v převodovkách (snímač teploty 1 a 2 viz schéma obr. 56) jsou následně ovládány regulační ventily teploty.

5.2.8. Shrnutí návrhu hydraulického okruhu

Finální verze hydraulického okruhu viz obr. 57, k hydraulickému okruhu je zpracována kompletní výrobní dokumentace (výrobní výkresy, seznam nakupovaných součástí pro hydraulický okruh). Dále je zpracován seznam spojovacích prvků (soupis hydraulických hadic, trubek a šroubení). Zpracováno také bylo cenové porovnání rozdílného způsobu řízení teploty v převodovkách za dokupované prvky. Veškeré tyto dokumenty jsou k nalezení v příloze.



Obr. 57: Finální verze hydraulického okruhu

6. Model regulace teploty hydraulického okruhu v programu GT – SUITE

Simulační model regulace teploty v programu GT-SUITE je sestavován z důvodu správného nastavení ovládání pohonu regulačního ventilu teploty, konkrétně PID regulátoru. Za účelem zjištění proporcionální a integrační konstanty. Regulace teploty v okruhu musí probíhat stabilně a co nejrychleji, tak aby ventil neustále nekmital.

6.1. Program GT-SUITE

Jedná se o program s nepřeberným množstvím aplikací a nástrojů, které dohromady tvoří rozsáhlý simulační nástroj se schopnostmi zaměřenými na nejrůznější aplikace a průmyslová odvětví. GT-SUITE se skládá z komplexní sady knihoven obsahující různé komponenty.

Základem GT-SUITE je univerzální multi-fyzikální platforma pro konstrukci modelů obecných systémů založených na mnoha základních knihovnách:

- Průtoková knihovna (jakákoliv kapalina, plyn nebo směs)
- Knihovna akustiky (nelineární i lineární)
- Tepelná knihovna (všechny druhy přenosu tepla)
- Mechanická knihovna (kinematika, dynamika více těles, frekvenční oblast)
- Elektromagnetická knihovna (obvody, elektromechanická zařízení)
- Chemická knihovna (chemická kinetika)
- Knihovna řízení (zpracování signálů)
- Vestavěné 3D CFD a 3D FE (tepelné a strukturní)

Z těchto knihoven lze vytvořit přesné modely téměř jakéhokoliv inženýrského systému, včetně vozidel, motorů, hnacích ústrojí, převodovek, hlavních pohonných jednotek a mechanických systémů, systémů hydrauliky, mazání a tření, chlazení atd.

Tyto nástroje usnadňují tvorbu modelu a následné simulace. Vytvořený model je zpracován a vyhodnocen post procesorem, který umožňuje analyzovat výsledky simulace. Kromě toho nabízí program GT-SUITE široké spektrum vestavěných funkcí,

jako je DOE, optimalizace, distribuované a paralelní zpracování zvyšující produktivitu a efektivitu výpočtu. Dále jsou popsány jen ty prvky, které jsem použil při tvorbě zjednodušeného modelu pro regulaci teploty v hydraulickém okruhu. [26]



GT – ISE (integrované simulační prostředí):

GT-ISE GT-ISE je hlavní rozhraní, kde jsou postaveny kompletní modely, deklarováno jejich nastavení a spouštěny simulace (jednotlivé i dávkové). Je to prostředí, ve kterém jsou různé komponenty přidány do projektové mapy a propojeny dohromady, tím vytvoří model jako celek.



DOE-POST (návrh experimentů):

DOE je nástroj, kterým se spouští množství možných kombinací simulace vycházející z různých parametrů. GT-SUITE obsahuje komplexní nástroje pro tvorbu, analýzu a optimalizaci návrhu experimentů (DOE). Je zde možné vytvořit matici DOE pro provádění řízené změny všech vstupů (faktorů) modelu za účelem analýzy a předvídání výstupů modelu. Tento proces výpočtu je časově velice náročný. Doba potřebná pro výpočet velkých DOE jde výrazně snížit využitím funkce distribuované výpočty, což umožňuje rozdělit výpočty do mnoha počítačů zapojených do výpočtové sítě. Což vede k významnému snížení celkového času pro získání výsledků výpočtu.

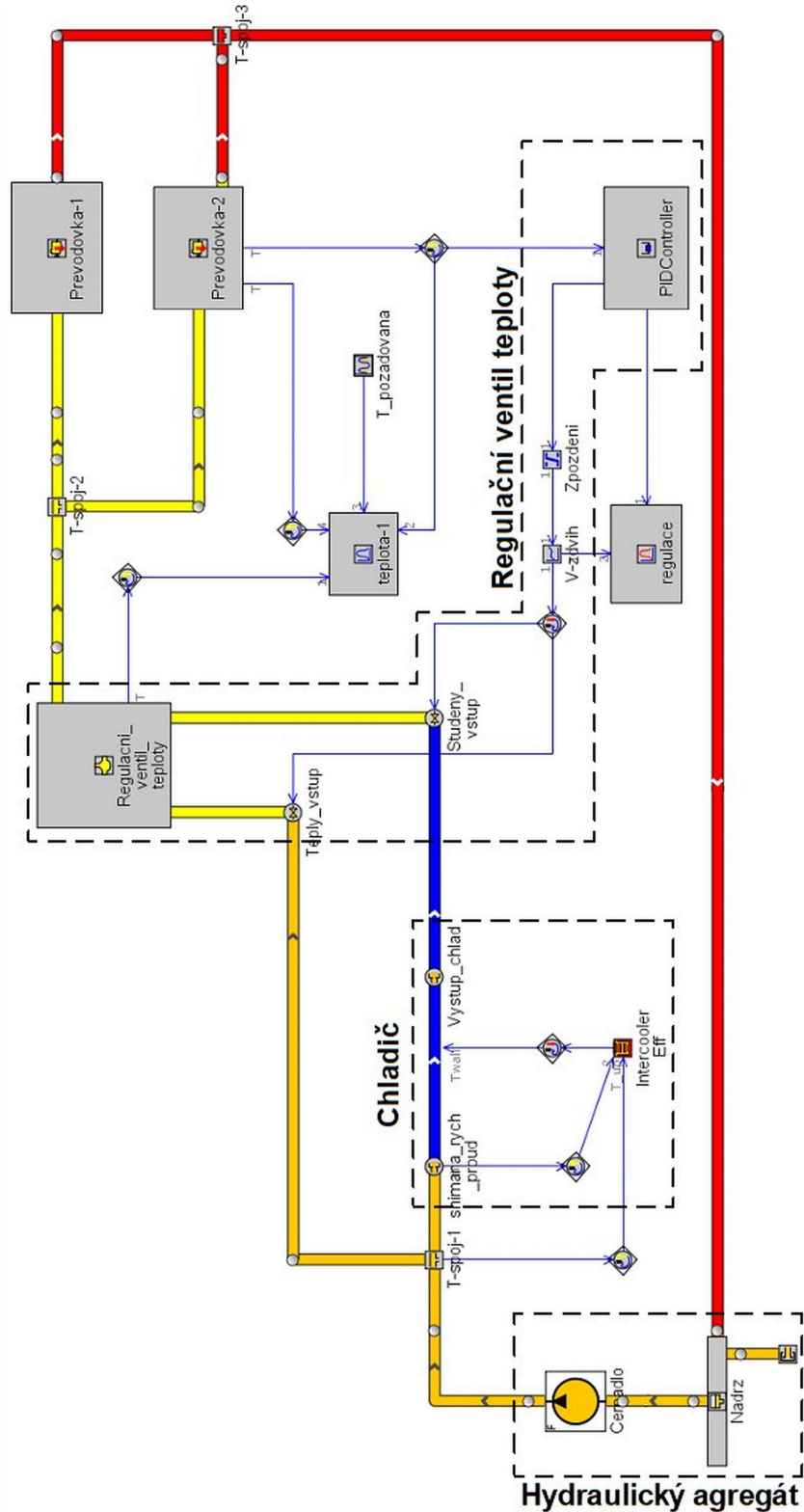


GT-Post (Post procesor):

GT-POST Jde o grafické rozhraní umožňující analyzovat výsledky simulace. Jakmile je simulace dokončena, výsledky jsou zobrazeny v grafickém rozhraní GT-POST, které umožňuje prohlížení a manipulaci s daty získanými ze simulace. GT-POST obsahuje následující funkce:

- Grafické zpracování dat (grafy 2-D a 3-D)
- Kombinuje data z různých případů, simulací nebo testů do jednoho grafu
- Zajišťuje import nebo export dat do nebo ze souborů ASCII nebo MS EXCEL
- Provádí různé matematické operace s daty ve všech grafech
- Animace přechodových procesů
- Uživatelsky definovatelný tabulkový výstup vypočtených výsledků

6.2. Zjednodušený model regulace teploty hydraulického okruhu



Obr. 58: Zjednodušený model regulace teploty (GT – SUITE)

Jak už z názvu kapitoly vyplývá jedná se o zjednodušený model regulace teploty v programu GT – SUITE. Například do modelu není zahrnut ohřev oleje v nádrži pomocí topné spirály, takže se jedná pouze o model chlazení oleje. Dále model předpokládá, že se obě převodovky budou pod zatížením zahřívat shodně, takže je v simulačním modelu použit pouze jeden regulační ventil teploty. Model tedy vychází z hydraulického schéma okruhu pro stejnou teplotu v obou převodovkách viz obr. 41, kde je také použit pouze jeden regulační ventil teploty.

V modelu mohly být zanedbány prvky pro regulaci průtoku, tj. regulátor průtoku, škrtící ventily a také odsávací čerpadlo. Model totiž umožňuje nastavit konstantní průtok oleje celým okruhem včetně nastavení stále stejného množství oleje v obou převodovkách. Postačuje pouze jedno čerpadlo umístěné v nádrži, kterým se nastaví stejný průtok v celém okruhu.

6.2.1. Použité prvky v modelu GT – SUITE

Model se skládá ze čtyř hlavních částí viz obr. 58, tj. hydraulický agregát, chladič, regulační ventil teploty a v poslední řadě dvojce převodovek. Tyto části se skládají z jednotlivých prvků, které jsou přidány do projektové mapy a propojeny dohromady, tím vytvoří funkční model.

6.2.1.1. Hydraulický agregát

Hydraulický agregát se skládá z nádrže a čerpadla. Pro nádrž je použita šablona Accumulator, zde se zadává celkový objem nádrže a skutečné množství oleje v nádrži. Čerpadlo je tvořeno šablonou Pump Flow, kde se zadává požadovaný průtok okruhem.

6.2.1.2. Chladič

Chladič je modelován pomocí šablony IntercoolerEff. Tato šablona vypočítává výstupní teplotu na základě údajů o účinnosti chladiče, vstupní teplotě a rychlosti proudění skrz chladič. Pro výpočet teploty na výstupu z chladiče se používá následující rovnice:

$$T_{out} = T_{in} - (\eta_{cooler} \cdot (T_{in} - T_{coolant})) \quad (6)$$

Nejdříve tedy musela být vypočtena chladicí účinnost chladiče, aby bylo možné použít tuto šablonu pro tento model.

Výpočet chladicí účinnosti:

$$\eta_{cooler} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{ambient}} = \frac{80 - 36,13}{80 - 36,13} = 0,798 \quad (7)$$

Výstupní teplota z chladiče byla zjištěna z návrhového programu PWO Calc od společnosti Parker, tento program je poskytován výrobcem pro návrh velikosti chladiče. Na základě rozměrů chladiče, známých hodnot průtoku oleje a chladicí vody, jsou ze vstupních teplot obou kapalin vypočteny výstupní teploty. Návrhový list z programu PWO Calc viz příloha 8.

6.2.1.3. Regulační ventil teploty

Regulační ventil se skládá z tzv. ovládací a mechanické části. Pro ovládání jsou použity následující šablony PID Controller, zde se nastavuje rozsah ovládací veličiny, proporcionální a integrační konstanty a také požadovaná teplota. PID Controller přes senzor snímá teplotu v převodovce a na základě změřené teploty ovládá ventil. Dále je použita šablona Limiter a Lookup1D. Šablona Limiter zahrnuje zpoždění pohonu regulačního ventilu při změně polohy šoupátka. Lookup1D je tabulka přepočtu ovládací veličiny napětí na zdvih ventilu v milimetrech.

Mechanickou část tvoří dvě šablony ValveActuLiftAreaCon a šablona FlowSplitSphere, tyto šablony dohromady tvoří směšovací ventil. Šablona ValveActuLiftAreaCon (v modelu označena, jako teplý a studený vstup) slouží k otevírání nebo zavírání teplé a studené cesty na základě ovládací veličiny vysílané z PID Controlleru. V šabloně FlowSplitSphere (Regulační ventil teploty) jsou zadány rozměry ventilu, dochází zde ke směšování teplé a studené cesty oleje.

6.2.1.4. Převodovky

Dvojice převodovek je modelována šablonou EngineBlock, zde se zadávají rozměrové parametry (materiál, hmotnost atd.). Mezi další důležité zadané parametry patří množství oleje v převodovce a průtok oleje převodovkou. Nejdůležitějším zadávaným parametrem je přidané teplo, které vzniká ztrátami v převodovce při zatížení. Ztrátový výkon je zadán do šablony EngineBlock.

Výpočet ztrátového výkonu:

Výpočet ztrátového výkonu je převzat z práce pana Guennoca, kde je spočítána účinnost převodovek $\mu_p = 0,89$ a následně vypočítán ztrátový výkon $P_z = 18,4 [kW]$ v převodovkách. Tento ztrátový výkon je odváděn z převodovek v podobě tepla a slouží zároveň i pro návrh velikosti chladiče viz práce pana Guennoca. [27]

Ztrátový koeficient:

$$\zeta = 1 - \eta_p = 1 - 0,89 = 0,11 \quad [-] \quad (8)$$

Ztrátový výkon:

$$P_z = P \cdot \zeta = M \cdot \omega \cdot \zeta = M \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \zeta \quad [W] \quad (9)$$

$$P_z = 250 \cdot \frac{2\pi \cdot 6400}{60} \cdot 0,11 = 18\,421 \quad [W] \quad (10)$$

Takto vypočtený ztrátový výkon je použit v simulačním modelu regulace teploty (zadán do šablony EngineBlock). Skutečný ztrátový výkon odváděný v podobě tepla z převodovek se může lišit od této vypočtené hodnoty. Odvedené teplo z převodovek je nutné ověřit experimentálně.

6.2.2. Shrnutí sestavení modelu pomocí GT – SUITE

Většina hodnot je zadávána jako tzv. proměnná v nastavení Case Setup. Toto nastavení je výhodné při změně stávající hodnoty na jinou (například požadované teploty, průtoku oleje okruhem). Hodnota se tak změní ve všech použitých šablonách a není nutné ji přepisovat ručně.

Pro zjištění ideální kombinace proporcionální a integrační konstanty je použita funkce DOE. DOE je nástroj, který vyzkouší množství možných kombinací konstant. Po nastavení podmínek v Run Setup (slouží zejména pro nastavení doby trvání simulace) je spuštěn výpočet simulace. Po dokončení výpočtu je pomocí post processoru vybrána nejlepší kombinace proporcionální a integrační konstanty.

6.3. Simulace GT – SUITE

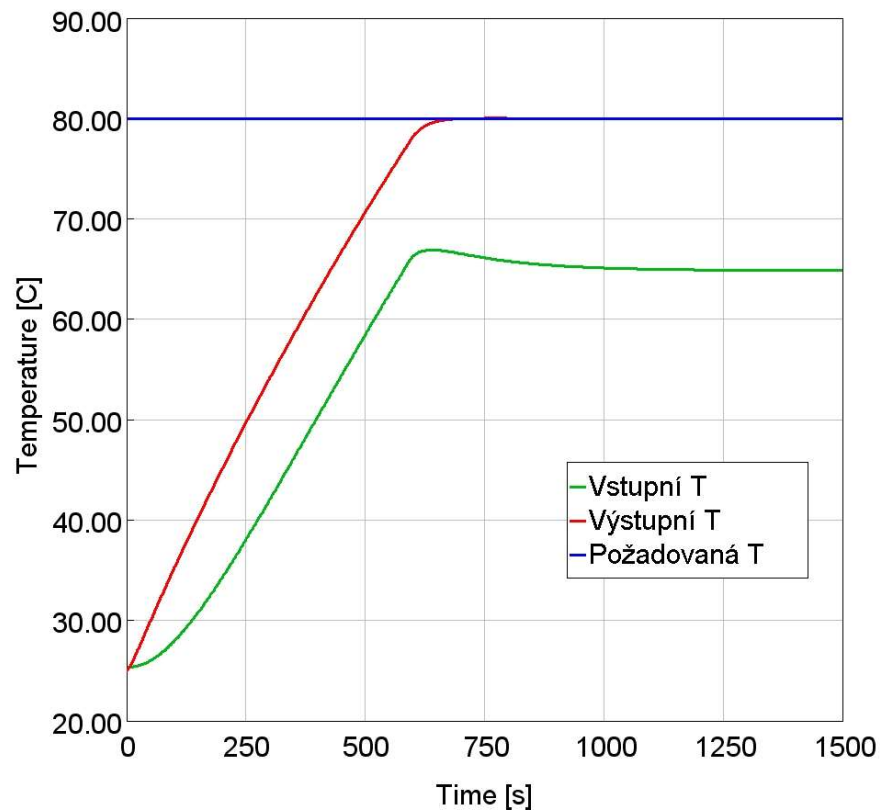
Simulace je prováděna s cílem zjistit správné nastavení proporcionální a integrační konstanty PID regulátoru. Tak aby regulace teploty v okruhu probíhala stabilně a co nejrychleji (nastavení PI viz kapitola 6.3.2. Nastavení konstant PI Reg. ventilu teploty). V následujících grafech (obr. 59 až 61) je zobrazena regulace při maximálním zatížení a požadované teplotě v převodovce 80 °C. Touto simulací byl také ověřen výkon chladiče. Z obr. 61 je patrné, že při maximálním zatížení a požadované teplotě v převodovce 80 °C je výkon chladiče dostatečný (chlazená cesta průtok 4,4 l/min). Dále je v grafech (obr. 62 až 64) zobrazena regulace z ustálené teploty v převodovce 80 °C na požadovanou teplotu 50 °C.

Celkový průtok oleje okruhem v simulacích je nastaven na hodnotu 20 l/min. Veškeré zobrazené grafy teploty a průtoku platí pro stabilní nastavení konstant PI, konkrétně $P = 1$ a $I = -0,1$.

6.3.1. Regulace teploty v hydraulickém okruhu

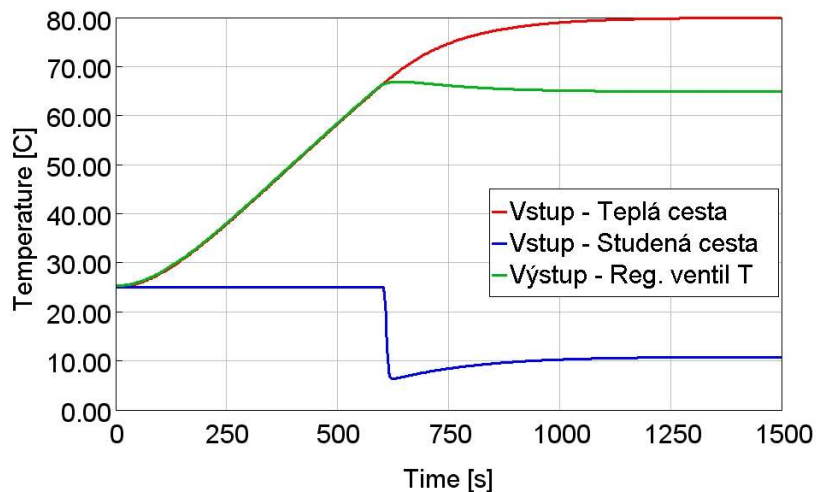
Pro regulaci teploty je důležitým vstupním parametrem požadovaná teplota v převodovce, na základě této teploty probíhá regulace pomocí regulačního ventilu.

V grafu na obr. 59 je zobrazen průběh teploty v převodovce při maximálním zatížení a požadované teplotě v převodovce 80 °C. Z grafu vyplývá, že nejprve dochází k ohřátí veškerého oleje v hydraulickém okruhu a až při dosažení časového okamžiku 600 sekund dochází k chlazení.

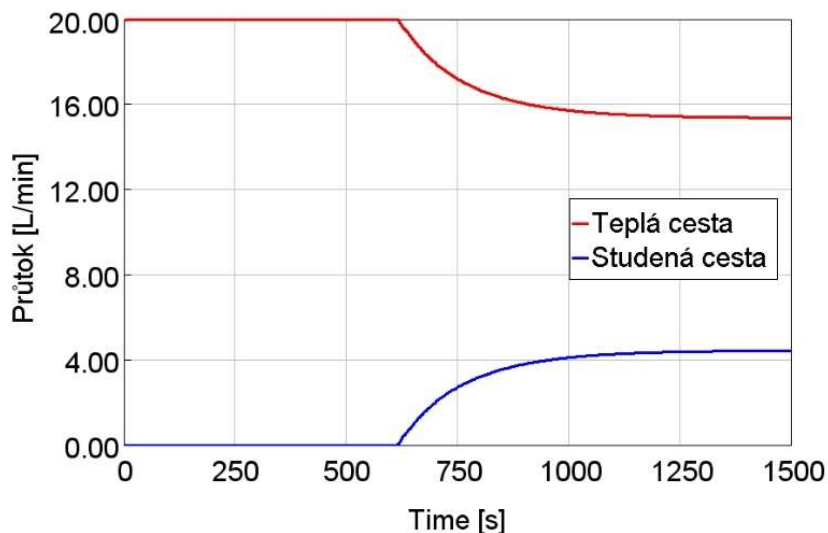


Obr. 59: Průběh teploty v převodovce při $T_{pož} = 80$ [°C]

V následujících dvou grafech (obr. 60 a 61) je zobrazen průběh teploty v závislosti na průtoku v regulačním ventilu při maximálním zatížení a požadované teplotě v převodovce 80 °C. Výstupní teplota z regulačního ventilu je zároveň vstupní teplotou do převodovky. Jak již bylo řečeno nejprve se postupně ohřívá veškerý olej v hydraulickém okruhu. Nejdříve je tedy veškerý olej veden pouze teplou cestou (viz obr. 61 průtok 20 l/min). Při dosažení časového okamžiku 600 sekund se začne postupně otevírat studená a zavírat teplá cesta oleje. Tyto dvě cesty se směšují a vytváří tak výstupní teplotu z regulačního ventilu. K ustálení průtoku dojde přibližně při čase 1250 sekund.

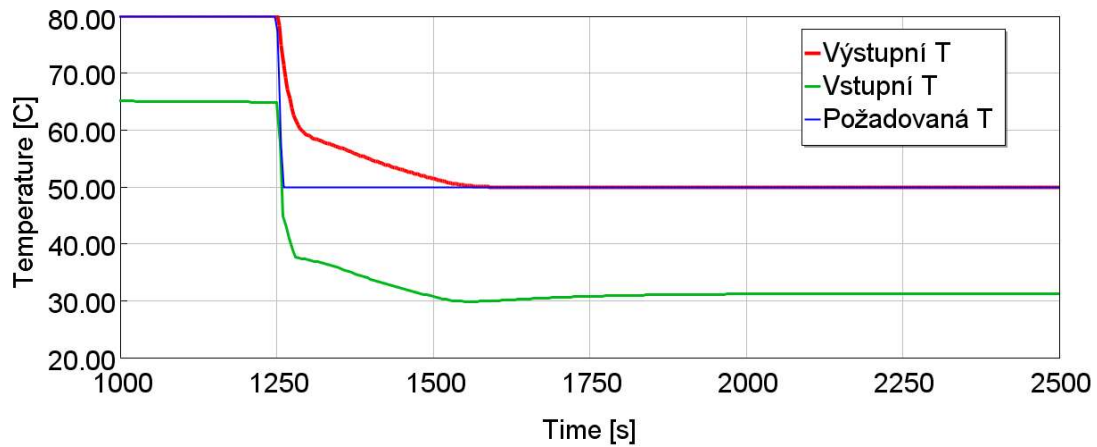


Obr. 60: Průběh teploty regulačního ventilu při $T_{pož} = 80$ [°C]



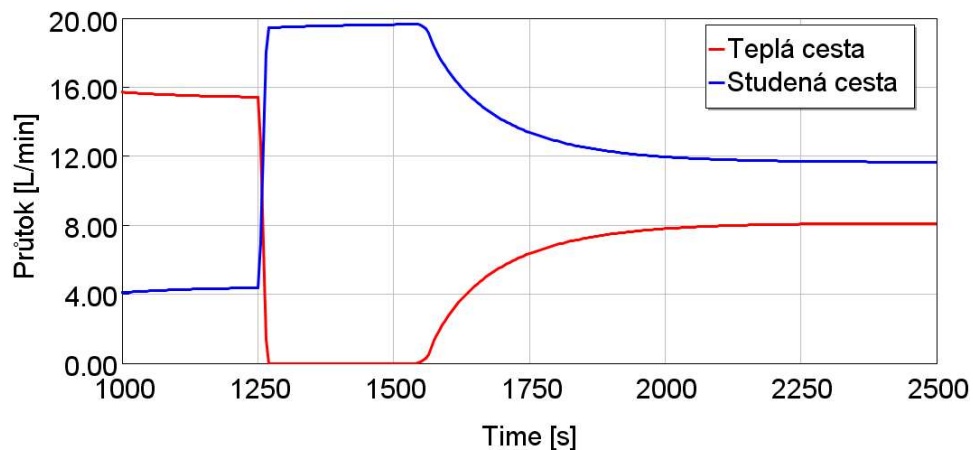
Obr. 61: Průběh průtoku regulačního ventilu při $T_{pož} = 80$ [°C]

V grafu na obr. 62 je zobrazen průběh teploty v převodovce při změně z ustálené teploty 80 °C na požadovanou teplotu 50 °C při maximálním zatížení. Na průběhu teploty v převodovce je vidět, že nejprve dochází ke snižování teploty poměrně rychle dle požadavků a po 40 sekundách dochází ke zpomalení ochlazování. Toto zpomalení je dáno účinností chladiče, při vysokém průtoku studenou cestou má chladič nižší účinnost. Ochlazení z 80 °C na 50 °C trvá 300 sekund.

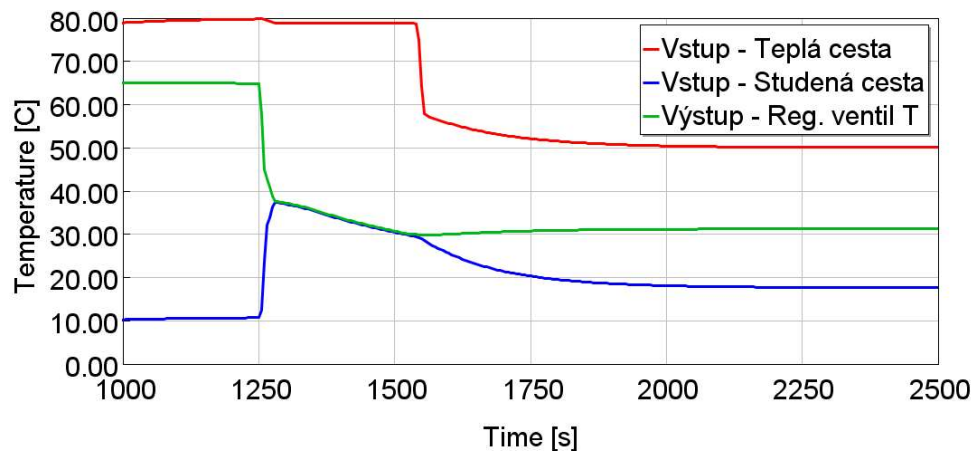


Obr. 62: Průběh teploty v převodovce při změně z 80 °C na 50 °C

V následujících dvou grafech (obr. 63 a 64) je zobrazen průběh teploty v závislosti na průtoku v regulačním ventilu při změně z ustálené teploty v převodovce 80 °C na požadovanou teplotu 50 °C. Z průběhu průtoku v regulačním ventilu je patrný požadavek na snížení teploty (dochází k plnému otevření studené cesty oleje). Z průběhu teploty regulačního ventilu je patrné, že není možné ochladit olej rychleji, protože je nutné postupně ochladit veškerý olej v hydraulickém okruhu.



Obr. 63: Průběh průtoku regulačním ventilem při změně z 80 °C na 50 °C



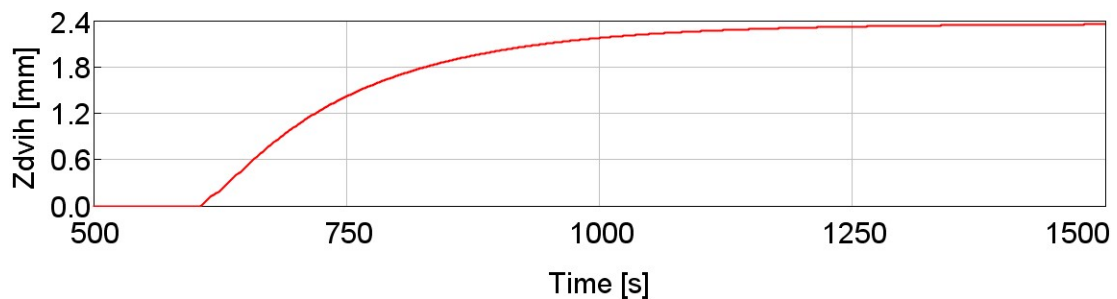
Obr. 64: Průběh teploty regulačního ventilu při změně z 80 °C na 50 °C

6.3.2. Nastavení konstant PI Reg. ventilu teploty

Pro zjištění ideální kombinace proporcionální a integrační konstanty je použita funkce DOE. DOE je nástroj, který vyzkouší množství možných kombinací konstant. V DOE byla vytvořena matice možných kombinací konstant (rozmezí $P = -1$ až 10 a $I = -0,1$ až -1 pro obě konstanty 10 hodnot, výsledkem je 100 kombinací), všechny tyto kombinace jsou následně propočítány. Tento proces výpočtu je časově velice náročný (výpočet trval cca 2 hodiny). Po dokončení výpočtu je pomocí post processoru vybrána nejlepší kombinace proporcionální a integrační konstanty, konkrétně $P = -1$ a $I = -0,1$. Při takovém nastavení regulace probíhá stabilně a dostatečně rychle.

Zároveň je pro ilustraci znázorněna i nestabilní regulace, která nastává při kombinaci konstant $P = -4$ a $I = -2,3$. Jedná se o mezní hodnoty, kdy dojde k rozkmitání regulačního ventilu teploty.

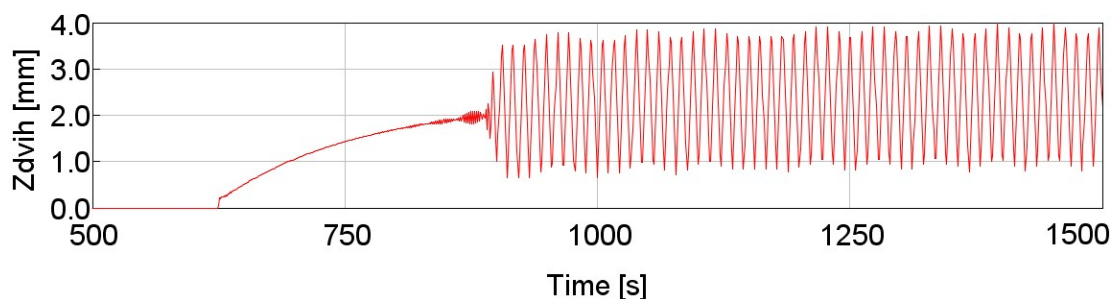
Stabilní regulace: Zdvih ventilu při $P = -1$ a $I = -0,1$



Obr. 65: Průběh zdvihu ventilu – stabilní regulace

Při správném nastavení konstant PI se začne ventil postupně otevírat v čase 600 sekund a ustálí se na zdvihu 2,4 mm. Z čehož plyne stabilní regulace

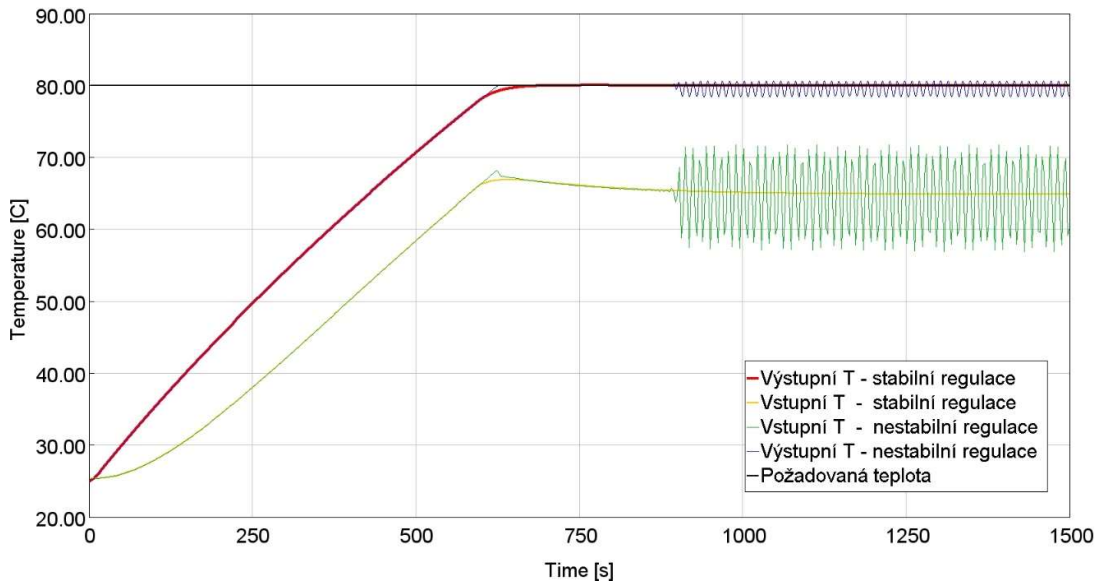
Nestabilní regulace: Zdvih ventilu při $P = -4$ a $I = -2,3$



Obr. 66: Průběh zdvihu ventilu – nestabilní regulace

Při nesprávném nastavení konstant PI se začne ventil postupně otevírat přibližně ve stejném čase, jako při stabilní regulaci. Když se však ventil dostane do polohy, kde by se měl ustálit, tak se rozkmitá. V grafu je vidět, že se ventil neustále zavírá a otevírá, z toho vyplývá nestabilní regulace.

Porovnání teploty v převodovce při rozdílných hodnotách PI:



Obr. 67: Porovnání teploty v převodovce při stab. a nestab. regulaci

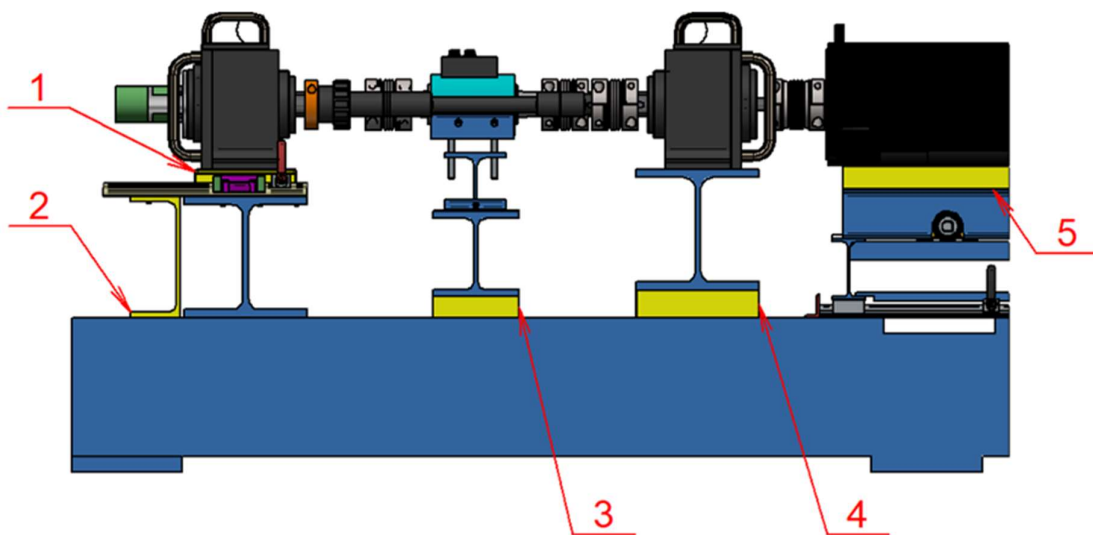
V grafu je vidět při nestabilní regulaci kolísání zejména vstupní teploty v rozmezí 57–72 °C. Zároveň při nestabilní regulaci kolísá i výstupní teplota, ale v mnohem menším rozsahu 78-81 °C. Nižší vliv na kolísání výstupní teploty je dán množstvím oleje v převodovce.

6.3.3. Shrnutí výsledků simulace

Simulační model se chová, tak jak by se dalo předpokládat. Výslednou simulaci lze tedy považovat za úspěšnou. Výsledné P a I konstanty však nelze brát jako absolutně směrodatné, vzhledem k zjednodušení (některé neznámé parametry byly „odhadnuty“, např. byl zanedbán přestup tepla do okolí), které jsou do modelu zahrnuty. Výsledky simulace lze brát, jako výchozí („odrazový můstek“) pro další nastavení, které bude nutné ověřit při experimentu.

7. Podélný posuv zkoušené převodovky

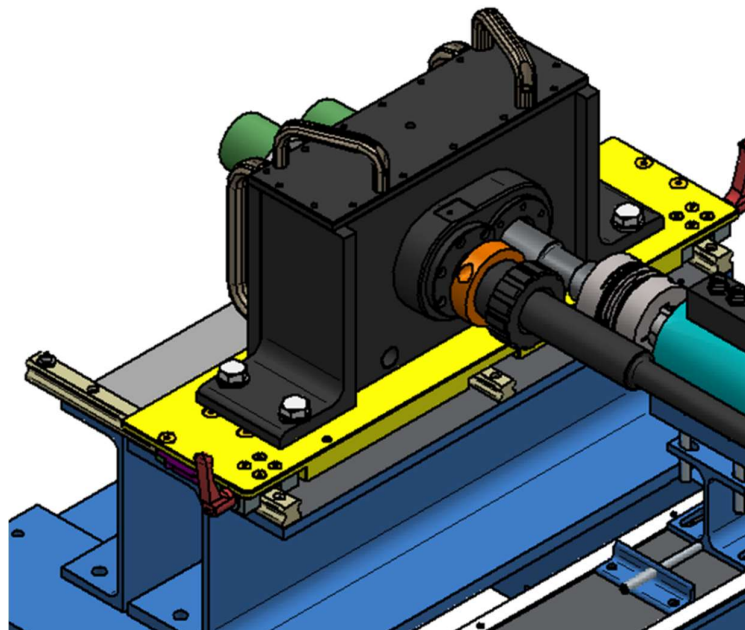
Navrhnutý podélný posuv se týká zkoušené převodovky (levá převodovka viz obr. 6). Podélný posuv je navrhován z důvodu snadné a přesné montáže a demontáže převodovky. Převodovku je potřeba přesně umístit do požadované polohy, tak aby bylo možné propojit obě (zkoušenou a technologickou) převodovky hřídeli viz obr. 7. Převodovka má poměrně vysokou hmotnost, a tudíž manipulace s ní by byla bez posuvného mechanismu velice obtížná.



Obr. 68: Podélný posuv – montáž

- | | |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| 1 – Podélný posuv | 4 – Podložka technologická převodovka |
| 2 – Profil UPE 200 | 5 – Podložka elektromotor |
| 3 – Podložka snímač momentu | |

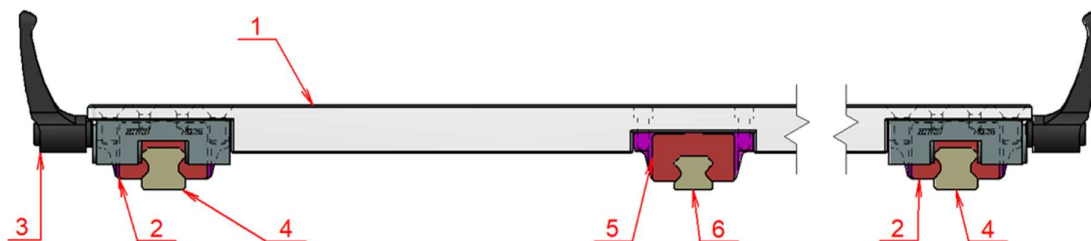
Přidáním posuvu muselo dojít k přidání dalšího normalizovaného prvku, konkrétně profilu UPE viz pozice 2, tak aby bylo převodovku kam posouvat. Dále musely být podloženy ostatní součásti, aby ležely s převodovkou ve stejné rovině.



Obr. 69: Detailní pohled podélný posuv – montáž

Na obr. 69 je vidět převodovka přišroubovaná do ocelové posuvné desky, posuv zajišťuje trojice kuličkového lineárního vedení, které je vedeno ve třech kolejnicích. Jedná se o lineární vedení od výrobce HIWIN, toto vedení bylo v laboratoři už použito na zkušební stavu pro zkoušky planetových soukolí. Zadáním bylo použít ho i v tomto případě, pro minimalizaci nákladů na pořízení. K poskytnutému vedení byla navržena ocelová posuvná deska, ke které jsou přišroubovány prvky lineárního vedení. Podrobné informace včetně rozměrů posuvu viz výrobní výkresy (příloha 9).

7.1. Podélný posuv – sestava



Obr. 70: Sestava podélného posuvu

- | | |
|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 1 – Posuvná deska | 4 – Kolejnice HGR25R |
| 2 – Kuličkové lineární vedení HGW25CC | 5 – Kuličkové lineární vedení HGW20CC |
| 3 – Manuální brzda HK25 | 6 – Kolejnice HGR20R |

Posuv se skládá z již zmíněné ocelové posuvné desky, do které jsou přišroubované tři vozíky HGW lineárního vedení (princip funkce viz obr. 71). Vozíky jsou vedeny v kolejničích stejného typu. Dále je posuvná deska opatřena manuálními brzdami HK25, které slouží k aretaci převodovky v požadované poloze (pozice 3).

7.2. Kuličkové lineární vedení HIWIN

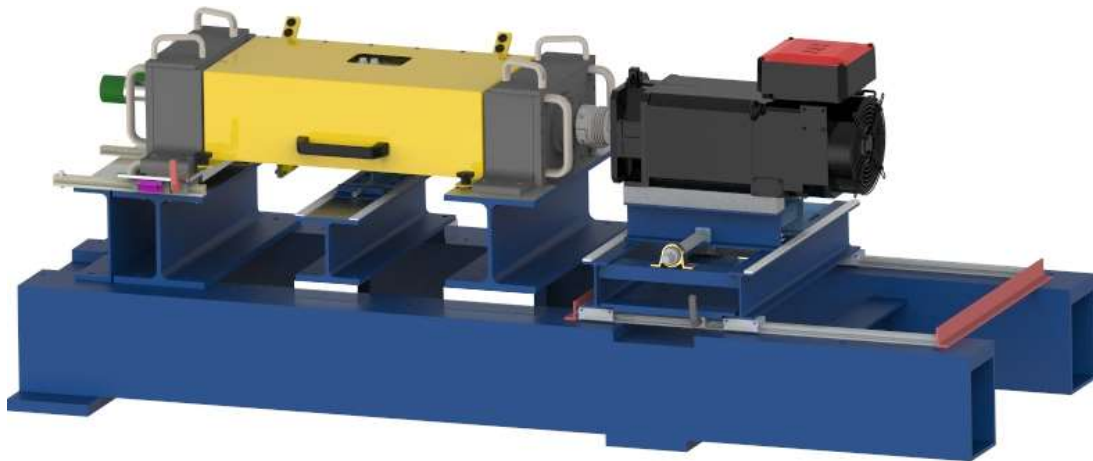


Obr. 71: Kuličkové lineární vedení HIWIN [28]

Jedná se o profilové lineární vedení (typ HGW se čtyřmi oběžnými řadami kuliček) určeno pro aplikace s vysokými požadavky na tuhost a únosnost. To je umožněno optimalizací oběžných kuličkových drah a vratného systému. Dalšími znaky lineárního vedení typu HGW jsou nízké posuvové síly a vysoká účinnost. [28]

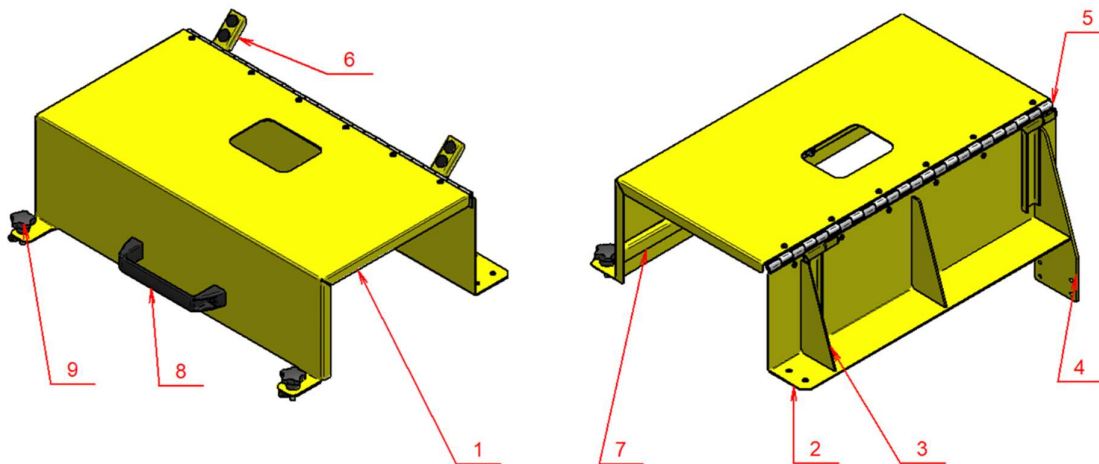
8. Kryt rotačních součástí

Zakrytování rotačních součástí je navrhováno zejména za účelem ochrany obsluhy zkušebního stanoviště. Tak aby se za provozu stanoviště v případě neopatrné manipulace v okolí zkušebního stanoviště zabránilo možnému kontaktu s některou z rotačních součástí. Dále kryt plní také částečně funkci ochrany laboratoře, při případném uvolnění některé z rotačních součástí zkušebního stanoviště a rozstříku oleje (mazané součásti při sestavení). Kryt musí být navržen jako otevírací viz obr. 74, aby bylo možné snadno provádět změny v nastavení předpětí. K vytvoření předpětí v soustrojí slouží napínací zařízení v podobě páky, které nakrucuje spojovací hřídel s drážkováním viz obr. 7 (kapitola 2.4.4. Napínací zařízení).



Obr. 72: Umístění krytu – celkový náhled

8.1. Sestava krytu



Obr. 73: Sestava krytu rot. součástí

- | | |
|-------------------------------|------------------------------------------|
| 1 – Víko | 6 – Doraz pro víko (otevřená poloha) |
| 2 – Záda krytu (pevná část) | 7 – Výztuha pro madlo („Jekl“ 25x15x1,5) |
| 3 – Výztuha (žebro) | 8 – Madlo SR 1586 |
| 4 – Uchycení na straně posuvu | 9 – Ruční kolečko M8x25 |
| 5 – Klavírový pant | |

Kryt se skládá ze dvou hlavních částí, tj. záda krytu (pevná nepohyblivá část) a otevírací části víka krytu. Tyto dvě části jsou vyrobeny jako svařence a následně jsou spojeny přes klavírový pant, který zajišťuje otevírání víka. Plechové části budou vyráběny pomocí pálení, ohraňování a následným svařováním (svařenec víka a svařenec záda krytu).

Zadní část krytu obsahuje několik výztuh (přidaná žebra), dále je k zadní části přivařen doraz pro víko v otevřené poloze, který také plní funkci výztuhy. K dorazu pro víko jsou přilepeny gumové dorazy, aby nedocházelo k odírání víka při otevírání.

Víko krytu také obsahuje výztuhu pro madlo, tak aby nedocházelo k průhybu při otevírání víka a zároveň je tím vyztužen kryt pro případ poruchy zkušebního stavu (náraz rotačních součástí). Dále je víko opatřeno madlem pro pohodlné otevírání, poslední součástí víka jsou ruční kolečka pro zajištění v zavřené poloze. Přesné rozměry krytu viz výrobní výkresová dokumentace v příloze. Na obr. 75 je vidět důvod vystřiženého otvoru ve víku, tento otvor je zde vystřižen za účelem připojení kabelu (napájecí a snímací) ke snímači krouticího momentu. Všechny použité nakupované díly (klavírový pant, madlo, ruční kolečko) jsou uvedeny v seznamu v příloze 5.



Obr. 74: Náhled na otevřený kryt

8.2. Uchycení krytu k rámu převodovek



Obr. 75: Uchycení krytu k rámu převodovek

Při konstrukci uchycení k rámu bylo na straně posuvu nutné vymyslet takové řešení, aby nebylo nutné při jakékoli manipulaci s převodovkou oddělovat kryt. Takže bylo přidáno pevnější žebro, které je prodlouženo až pod kryt, kde je následně přišroubováno přes přidání L profilu k I profilu viz obr. 75. Na straně neposuvné převodovky je zvoleno jednodušší uchycení k rámu pomocí dvou šroubů k I profilu. Uchycení víka krytu (otevírací část) je řešeno pomocí ručního kolečka viz obr. 72 a 73.

Závěr

V rámci diplomové práce jsem zpracoval dva návrhy hydraulického mazacího okruhu pro chlazení a ohřev oleje v převodovkách při zkouškách na uzavřeném zkušebním stavu hřídelových soukolí. K prvnímu návrhu byl poskytnut starší agregát od výrobce Náradí Vrchlabí. Posléze se naskytla možnost použít téměř nový nevyužívaný hydraulický agregát od výrobce SEALL s.r.o.. Pro nový hydraulický agregát je zpracován a zkonstruován druhý návrh hydraulického okruhu, včetně příslušné výrobní dokumentace. Částečná výrobní dokumentace je zpracována i k prvnímu návrhu, ale přednost dostal nový agregát. Hlavní důvody pro volbu nového agregátu byly zabudovaný chladič, rozvaděč pro instalaci příslušenství elektronicky ovládaných hydraulických prvků, také lepší možnost kontroly a filtrace oleje. Cílem bylo navrhnout okruh s co největším možným počtem prvků, které byly dříve použity v laboratořích k jiným účelům. Z důvodu snížení pořizovacích nákladů hydraulického okruhu.

Dále byl zpracován zjednodušený simulační model regulace teploty v hydraulickém okruhu pomocí programu GT – SUITE. Simulace regulace teploty je prováděna za účelem zjištění nastavení PID regulátoru pro ovládání pohonu regulačního ventilu teploty. Regulace teploty v okruhu musí probíhat stabilně a co nejrychleji. Simulační model se chová, tak jak by se dalo předpokládat. Výslednou simulaci lze tedy považovat za úspěšnou, ale vzhledem ke zjednodušení nelze brát výsledky jako absolutně směrodatné. Výsledky simulace lze brát jako výchozí pro další nastavení při experimentu, tzv. doladění regulátoru.

Posledním krokem této práce jsou úpravy týkající se uzavřeného zkušebního stavu hřídelových soukolí. Jedná se o konstrukci posuvu zkoušené převodovky a krytu rotačních součástí. Převodovku je potřeba přesně umístit do požadované polohy. Převodovka má poměrně vysokou hmotnost a manipulace s ní bez posuvného mechanismu je velice obtížná. Z tohoto důvodu je přidán podélný posuv, tak aby byla umožněna snadná a přesná montáž zkoušené převodovky. Hlavní funkcí krytu rotačních součástí je ochrana obsluhy zkušebního stanoviště. Tak aby se v případě neopatrné manipulace v okolí zkušebního stanoviště zabránilo možnému kontaktu s některou z rotačních součástí.

Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0
- [2] KAZDA, Lukáš. Uzavřený zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí. ČVUT v Praze, 2017. Diplomová práce.
- [3] RUPRICH, Jan. *Robot řazení*. ČVUT v Praze, 2015. Diplomová práce.
- [4] MORAVEC, V., FOLTA Z., HAVLÍK, J., ACHTENOVÁ, G. Analysis of PowerFlow in Closed Loop Stands for Endurance tests of Gears and Transmissions. MECCA. 2004. ISSN 1214-0821
- [5] ACHTENOVÁ, Gabriela. Uzavřený zkušební stav prof. Niemanna [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211041-Prevodove_ustroji_motorovych_vozidel_1/prednasky/7-spektra-hridele-zkousky.pdf
- [6] VÝZKUM FAKULTY STROJNÍ VE VTP ROZTOKY: Fotografie [online]. [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: <https://media.cvut.cz/cs/foto/20190108-vyzkum-fakulty-strojni-ve-ntp-roztoky>
- [7] Snímač krouticího momentu Kistler typ: 4503A [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/en/product/type-4503a/>
- [8] Vlnovcová spojka [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.bibus.cz/prehled-produktu/mechatronika/prenos-krouticiho-momentu/spojky/r-w-vlnovcove-spojky-modelove-rady-bkc-a-bkl>
- [9] Inkrementální enkodér [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/encodery/inkrementalni-enkoder/dfs60/dfs60b-s4pl10000/p/p293749>
- [10] ETP-EXPRESS Stavěcí hydraulické pouzdro [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.etp.se/en/products/power-transmission/etp-express>
- [11] HOLÝ, Petr. Konstrukční návrh mazací jednotky pro převodovky. ZČU v Plzni, 2012. Bakalářská práce.
- [12] Převodová maziva a jejich použití [online]. [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: http://www.fina-oleje.cz/files/produkty/molyduval/prevodova_maziva.pdf
- [13] HELEBRANT, František, Ladislav HRABEC a Jan BLATA. Provoz, diagnostika a údržba strojů: studijní opora. VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2013. ISBN 978-80-248-3028-5

-
- [14] ŠTÁVA, Pavel a Bohuslav PAVLOK. Mazací technika. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1000-X.
- [15] Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby: Mazání kol. MITCalc [online]. [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1.htm>
- [16] Průmyslové převodové oleje a mazání převodovek. TechMagazín [online]. 2013 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/952>
- [17] VISCOSITY CLASSIFICATION. MASTERLINE LUBRICANTS [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.masterlineworld.com/index.php/en/knowledge-center/2013-08-28-19-54-30/basics-of-lubricants/itemlist/category/16-genral-information>
- [18] ŠPONDŘ, Pavel a Antonín DVOŘÁK. TechMagazín: Tribotechnika, maziva [online]. 2013 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: http://www.techmagazin.cz/ke_stazeni/tribo/tribo20131.pdf
- [19] Medium Pressure Filters [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://www.seall.cz/uploads/files/filtry/filtration-fdhb500uk-v2-072013.pdf>
- [20] Thermis: Ohřev kapalin [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://www.thermis.cz/kategorie/9-ohrev-kapalin/>
- [21] Parker: Hydraulické produkty od společnosti Parker [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/products>
- [22] ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů: Studijní text [online]. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/uadi/files/Hydraulick%C3%A9%20pohony%20stroj%C5%AF.pdf>
- [23] Hydraulika CHVALIS [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.chvalis.cz/www/product/hydraulika/hydraulika.html>
- [24] HYDROMA: Hydraulické systémy [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/>
- [25] CHARVÁT HYKOM: Hydraulické agregáty [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.charvat-hykom.cz/kategorie/hydraulicke-agregaty/>
- [26] Gamma Technologies: program GT-SUITE [online]. [cit. 2019-06-18]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/>
- [27] GUENNOG, Antoine. Design of a cooling system for a test bench gearboxes. ČVUT v Praze, 2016. Diplomová práce.

-
- [28] HIWIN s.r.o.: Kuličkové lineární vedení [online]. [cit. 2019-06-23]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-gh>
- [29] Klasické zubové čerpadlo pro hydraulické systémy. In: Wikipedia [online]. Wikimedia Foundation [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9_%C4%8Derpadlo#/media/File:Gear_pump.png
- [30] KURČÍK, Jan. PÍSTOVÉ ČERPADO. PÍSTOVÁ ČERPADLA [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: http://techstroj.g6.cz/U/pistova_cerpadla.pdf
- [31] Regulátor průtoku: Typ: A-VRFC3-M-34 [online]. [cit. 2019-06-26]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/9/11/20537/data/006-10525.pdf>
- [32] Čerpadlo PIUSI: Typ: VISCOMAT – 90T: [online]. [cit. 2019-06-26]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/9/9/20418/data/076-10496.pdf>
- [33] Regulační ventil teploty LDM Typ: RV102 [online]. [cit. 2019-06-26]. Dostupné z: <http://www.ldmvalves.com/images/stories/katalog/01031CZ.pdf>
- [34] Průtokoměr SIEMENS: Typ: QVE2000.015 [online]. [cit. 2019-06-26]. Dostupné z: <https://www.ciz-regulace.cz/www-ciz-regulace/eshop/20-1-SNIMACE-PRUTOKU/0/5/1808-QVE2000-015>
- [35] Škrťací ventil Parker: Typ: HP04C 21 [online]. [cit. 2019-06-26]. Dostupné z: <https://www.parker.com/Literature/Hydraulic%20Cartridge%20Systems/PDF%20files/CAT.%20HY15-3502-R.pdf#page=497>
- [36] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, ©2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [37] POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. 4., přeprac. vyd. V Praze: ČVUT, 2014. 94 s. ISBN 978-80-01-05595-3

Seznam obrázků

<i>Obr. 1: 3D Model – uzavřený zkušební stav v lab. VTP Roztoky</i>	6
<i>Obr. 2: Otevřený zkušební stav [2]</i>	8
<i>Obr. 3: Uzavřený zkušební stav [2]</i>	9
<i>Obr. 4: Schéma toku cirkulujícího výkonu v uzavřeném zkušebním stavu [4]</i>	10
<i>Obr. 5: Uzavřený zkušební stav prof. Niemann [5]</i>	11
<i>Obr. 6: Uzavřený zkušební stav v lab. VTP Roztoky [6]</i>	12
<i>Obr. 7: Uzavřený zkušební stav lab. VTP Roztoky – popis</i>	13
<i>Obr. 8: Rám uzavřeného zkušebního stavu</i>	14
<i>Obr. 9: Detail rámu elektromotoru</i>	15
<i>Obr. 10: Skříň převodovky</i>	16
<i>Obr. 11: Snímač krouticího momentu Kistler [7]</i>	17
<i>Obr. 12: Vlnovcová spojka BKL [8]</i>	18
<i>Obr. 13: Inkrementální enkodér [9]</i>	19
<i>Obr. 14: Zablokovaná převodovka</i>	20
<i>Obr. 15: Napínací páka se závažím</i>	21
<i>Obr. 16: Spojovací hřídel</i>	21
<i>Obr. 17: Stavěcí hydraulické pouzdro ETP-princip funkce [10]</i>	22
<i>Obr. 18: Stavěcí hydraulické pouzdro ETP EXPRESS 30 [10]</i>	22
<i>Obr. 19: Schéma mazání broděním [11]</i>	24
<i>Obr. 20: Schéma oběžného tlakového mazání [13]</i>	25
<i>Obr. 21: Schéma mazání olejovou mlhou</i>	25
<i>Obr. 22: Smykové napětí při proudění kapaliny</i>	29
<i>Obr. 23: Schéma zubového čerpadla [29]</i>	32
<i>Obr. 24: Schéma pístového čerpadla [30]</i>	32
<i>Obr. 25: Filtr s elektronickou indikací zanesení [19]</i>	33
<i>Obr. 26 :Princip deskového výměníku [18]</i>	34
<i>Obr. 27: Topné spirály [20]</i>	34
<i>Obr. 28: Mechanicky ovládaný ventil [21]</i>	35
<i>Obr. 29: Proporcionální ventil [21]</i>	35
<i>Obr. 30: Elektronický průtokoměr [21]</i>	35

Obr. 31: Průtokoměr s plovákem a zpětnou pružinou [21]	35
Obr. 32: Výrobky od CHVALIS s.r.o. [23].....	38
Obr. 33: Výrobky od HYDROMA, SPOL. s.r.o. [24]	39
Obr. 34: Výrobky od CHARVÁT HYKOM s.r.o. [25].....	39
Obr. 35: Hydraulický agregát od Náradí Vrchlabí	40
Obr. 36: Hydraulické schéma pro starý agregát	41
Obr. 37: Původní návrh hydraulického okruhu	42
Obr. 38: Rám původního návrhu pro starý agregát	43
Obr. 39: Hydraulický agregát od Seall s.r.o.	44
Obr. 40: Hydraulický agregát od Seall s.r.o. (pohled na chladič)	45
Obr. 41: Hydraulické schéma nový agregát – stejná teplota pro obě převodovky	46
Obr. 42: Hydraulické schéma nový agregát – oddělené řízení teploty	47
Obr. 43: Konstrukce přidavného rámu.....	49
Obr. 44: Připevnění přidavného rámu.....	49
Obr. 45: Kompletní návrh hydraulického okruhu s použitím nového agregátu.....	50
Obr. 46: Umístění hydraulických prvků na horní desku pro hydraulické prvky.....	51
Obr. 47: Regulátor průtoku [31].....	52
Obr. 48: Čerpadlo PIUSI [32]	52
Obr. 49: Směšovací ventil LDM [33]	52
Obr. 50: Průtokoměr SIEMENS [34]	53
Obr. 51: Škrťací ventil PARKER [35].....	53
Obr. 52: Otvor pro přírubu topných spirál	55
Obr. 53: Umístění topných spirál pod el. rozvaděč.....	56
Obr. 54: Řez topnou spirálou	57
Obr. 55: Náhled do nádrže na jednotlivé prvky.....	58
Obr. 56: Elektrické schéma zapojení hydraulických prvků	59
Obr. 57: Finální verze hydraulického okruhu	60
Obr. 58: Zjednodušený model regulace teploty (GT – SUITE)	63
Obr. 59: Průběh teploty v převodovce při $T_{pož} = 80 [^{\circ}C]$	68
Obr. 60: Průběh teploty regulačního ventilu při $T_{pož} = 80 [^{\circ}C]$	69
Obr. 61: Průběh průtoku regulačního ventilu při $T_{pož} = 80 [^{\circ}C]$	69
Obr. 62: Průběh teploty v převodovce při změně z $80 [^{\circ}C]$ na $50 [^{\circ}C]$	70

Obr. 63: Průběh průtoku regulačním ventilem při změně z 80 °C na 50 °C	71
Obr. 64: Průběh teploty regulačního ventilu při změně z 80 °C na 50 °C	71
Obr. 65: Průběh zdvihu ventilu – stabilní regulace	72
Obr. 66: Průběh zdvihu ventilu – nestabilní regulace	72
Obr. 67: Porovnání teploty v převodovce při stab. a nestab. regulaci	73
Obr. 68: Podélný posuv – montáž	74
Obr. 69: Detailní pohled podélný posuv – montáž	75
Obr. 70: Sestava podélného posuvu	75
Obr. 71: Kuličkové lineární vedení HIWIN [28]	76
Obr. 72: Umístění krytu – celkový náhled	77
Obr. 73: Sestava krytu rot. součástí	77
Obr. 74: Náhled na otevřený kryt	78
Obr. 75: Uchytení krytu k rámu převodovek	79

Seznam tabulek

Tab. 1: Volba způsobu mazání [15]	26
Tab. 2: Vlastností základních převodových olejů [12]	28
Tab. 3: Tabulka klasifikace viskozity dle jednotlivých norem [17]	30
Tab. 4: Výhody a nevýhody mazací olej a tuk	31

Seznam příloh

1. Nakupované součásti pro hydraulický okruh
2. Odkazy na katalogové listy prvků agregátu od výrobce
3. Použité šroubení (nákup)
4. Soupis hadic a trubek (včetně koncovek)
5. Seznam nakupovaných součástí krytu
6. Elektrické schéma zapojení hydraulických prvků (formát A3)
7. Cenové porovnání obou způsobu řízení teploty v převodovkách
8. Návrhový list chladiče z programu PWO Calc

Výrobní výkresy:

- | | | |
|-------------------------------|------------------------------|------------|
| 9. Posuv zkoušené převodovky: | 2019-00-00 | |
| | 2019-00-01 | |
| | 2019-00-02 | |
| | 2019-00-04 | |
| | 2019-00-05 | |
| 10. Kryt rotačních součástí: | 2019-01-00 | 2019-01-03 |
| | 2019-01-10S | 2019-01-04 |
| | 2019-01-11S | 2019-01-05 |
| | 2019-01-01 | 2019-01-06 |
| | 2019-01-02 | 2019-01-07 |
| | Pálení + ohraňování (soupis) | |
| 11. Úpravy I a U profilu: | 2019-02-01 | |
| | 2019-02-02 | |
| | 2019-02-03 | |

12. Přidaný rám pro hydro prvky – nový agregát:

2019-11-00	2019-11-05
2019-11-01	2019-11-06
2019-11-02	2019-11-07
2019-11-03	2019-11-07A
2019-11-04	2019-11-07B
2019-11-04A	
2019-11-04B	

13. Montáž topné spirály: 2019-12-00

2019-12-01

2019-12-02

14. Otvor pro topné spirály: 2019-13-01

15. Výpust okapová vana: 2019-14-00

16. Rám pro hydro prvky – starý agregát:

2018-00-00	2018-00-04
2018-00-01	2018-00-05
2018-00-02	2018-00-06
2018-00-03	2018-00-07

Elektronická příloha:

17. CAD model – Hydraulický okruh – nový agregát (nativní formát ST8)

18. CAD model – Kryt rotačních součástí (nativní formát ST8)

19. CAD model – Posuv zkoušené převodovky (nativní formát ST8)

20. CAD model – Uzavřený zkušební stav – celek (nativní formát ST8)

21. CAD modely (univerzální formát STEP)

22. Model regulace teploty hydraulického okruhu (program GT – SUITE)